

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Механіко-машинобудівний інститут

(повна назва інституту/факультету)

Інтегрованих технологій машинобудування

(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»

УДК 621.923

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Пасічник В. А.
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності (спеціалізації) _____ 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва спеціальності)

_____ (інженерний дизайн)

На тему: Конструкторсько-технологічне забезпечення роторно-лопатевого
_____ двигуна (комплексна магістерська дисертація)

Виконав: студент II курсу, групи МІ-72мп
(шифр групи)

_____ Михтюк Євгеній Олексійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник Завідувач кафедри, доктор технічних наук

_____ професор Пасічник В. А.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант _____

(назва розділу)

_____ (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з
праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут/факультет Механіко-машинобудівний інститут
(повна назва)

Кафедра інтегрованих технологій машинобудування
(повна назва)

Рівень вищої освіти – другий магістерський за освітньо-професійною програмою

Спеціальність (спеціалізація) 133- Галузеве машинобудування
(Інженерний дизайн)
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Пасічник В. А.
(підпис) (ініціали, прізвище)

«__» _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Михтюку Євгенію Олексійовичу**
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Конструкторсько-технологічне забезпечення роторно-лопатевого двигуна (комплексна магістерська дисертація)
науковий керівник дисертації зав. Кафедри., д.т.н. професор, Пасічник В. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: проектування конструкції та технології виготовлення РЛД РМ-150.

4. Вихідні дані: принципова схема двигуна, основні геометричні параметри, математична модель роботи двигуна.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Проаналізувати перспективні конструкції двигунів внутрішнього згорання, підтвердити доцільність опрацювання конструкції роторно-лопатевого двигуна. Визначити силові фактори взаємодії основних деталей двигуна. Обґрунтувати вибір конструкції механізму силового розподілення з урахуванням міцності,

жорсткості, та теплового навантаження. Визначити теплове розподілення в ротор, та забезпечити достатнє тепловідведення.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: макет для відпрацювання основних конструктивних та технологічних особливостей, демонстраційний макет деталі «ротор», презентація.

7. Консультанти розділів дисертації*

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|--------|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |

8. Дата видачі завдання _____

Календарний план

| № з/п | Назва етапів виконання магістерської дисертації | Строк виконання етапів магістерської дисертації | Примітка |
|-------|---|---|----------|
| 1 | Аналіз перспективних конструкцій двигунів внутрішнього згорання | 25.09.2018 | |
| 2 | Опрацювання конструкції механізму силового розподілення | 27.09.2018 | |
| 3 | Визначення термопружного стану основних вузлів двигуна | 13.10.2018 | |
| 4 | Розроблення стартап-проекту | 05.11.2018 | |
| 5 | Підготовка презентації, оформлення роботи | 10.12.2018 | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Студент

(підпис)

Михтюк Є. О.

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Пасічник В. А.

(ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника

АНОТАЦІЯ

Михтюк Є. О. Конструкторсько-технологічне забезпечення роторно-лопатевого двигуна (комплексна магістерська дисертація).

Дисертація на здобуття наукового ступеня магістра за спеціальністю 133 – галузеве машинобудування. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – Київ, 2018.

В роботі проведено ґрунтовний аналіз перспективних двигунів внутрішнього згорання. Проведено аналіз взаємодії деталей силового механізму. На основі даного аналізу проведено дослідження конструктивних елементів деталей силового механізму та їх міцності, на основі визначення зусиль різання. На базі даних розрахунків, удосконалено конструкцію силового механізму, що відповідає критеріям забезпечення міцності. Проведено моделювання термодинамічного процесу з урахуванням геометричних особливостей лопатей двигуна. Виходячи з результатів моделювання, проведено змістовний аналіз системи охолодження та визначено оптимальні вхідні параметри охолоджувальної рідини для забезпечення номінальних робочих зазорів в камері згорання. Проведено перевірку характеристик міцності, основних деталей силового механізму, з урахуванням термо-напруженого стану.

Ключові слова: конструкторсько-технологічне забезпечення, двигун внутрішнього згорання, напружено-деформований стан, метод кінцевих елементів, конструктивні елементи, термо-напружений стан.

ABSTRACT

Mykhitiuk Y. O. Design and production process planning of the rotary engine (complex master`s thesis).

Dissertation for obtaining a master's degree in specialty 133 - branch mechanical engineering. - National Technical University of Ukraine " Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute ". - Kyiv, 2018.

In this paperwork, a thorough analysis of promising internal combustion engines has been carried out. The analysis of interaction of details of the power mechanism is carried out. On the basis of this analysis, a study of the structural elements of the parts of the power mechanism and their strength, on the basis of determining the cutting efforts. On the basis of calculations, the design of the power mechanism, which meets the criteria of durability, has been improved. The simulation of the thermodynamic process is carried out taking into account the geometric features of the engine blades. Based on the simulation results, the content analysis of the cooling system was carried out and the optimal input parameters of the cooling fluid were determined to provide nominal working gaps in the combustion chamber. A check of the characteristics of strength, the main details of the power mechanism, taking into account the thermo-stress state.

Key words: design and technological support, internal combustion engine, stress-deformed state, finite element method, structural elements, thermo-stress state.

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему: «Конструкторсько-технологічне забезпечення роторно-лопатевого двигуна» містить 99 сторінок пояснювальної записки, рисунків 69 таблиць – 15, використаних джерел – 54, ілюстрації, що включає 46 слайдів презентації графічної частини.

Актуальність теми

В сучасному двигунобудуванні конкуренція грає важливу роль, тому перспективні конструкції двигунів, що в даний час просуваються на ринок, повинні мати значні переваги за наступними характеристиками: питома потужність, займаний простір, високий ресурс. Саме тому необхідне використання програмного забезпечення, що використовує метод кінцевих елементів, для аналізу характеристик міцності й термопружного стану, основних вузлів двигуна.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Магістерська дисертація виконана на кафедрі інтегрованих технологій машинобудування в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» у відповідності з тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України та спрямована на підготовку стартап-проекту на фестиваль «Сікорські Челендж»

Мета дослідження

Удосконалення конструкції роторно-лопатевого двигуна з урахуванням умов міцності та термопружного стану.

Задачі дослідження:

1. Провести моделювання динаміки руху з визначенням силових взаємодій основних деталей
2. Провести аналіз механізму силового розподілення для визначення взаємодії деталей та вузлів, з подальшим вдосконаленням механізму силового розподілення із забезпеченням його працездатності та необхідного ресурсу.
3. Змодельовати термодинамічний процес двигунів внутрішнього згорання з урахуванням геометричних особливостей, з урахуванням
4. Визначити режими охолодження двигуна для забезпечення оптимальних робочих зазорів робочих елементів та термопружного стану.
5. Підготувати пропозицію стартап-проекту для ринку авіаційних двигунів внутрішнього згорання.

Об'єкт дослідження – роторно-лопатевий двигун внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – параметри, що впливають на міцність та матеріалоемність конструкції.

Методи дослідження: Аналіз інженерних рішень, методи активізації пошуку інженерних рішень, системний аналіз та вибір кращих рішень за системою критеріїв, моделювання конструкції, моделювання робочих процесів двигуна за допомогою програмного забезпечення, що використовує метод кінцевих елементів, а саме: Ansys Structural, Ansys Fluent, Autodyn, SolidWorks.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Визначено оптимальні конструктивні рішення, для механізму силового розподілення роторно-лопатевого двигуна.
2. Адаптовано методу моделювання термодинамічних процесів двигунів внутрішнього згоряння з підтвердженням достовірності розрахунків.
3. Визначено вплив витрат охолоджувальних рідин на тепловий стан двигуна.

Практичне значення отриманих результатів

На базі прийнятих конструкторських та технологічних рішень створено конструкцію роторно-лопатевого двигуна, тривимірні моделі та прототип для підтвердження працездатності та відпрацювання технологій.

Ключові слова: конструкторсько-технологічне забезпечення, двигун внутрішнього згорання, напружено-деформований стан, метод кінцевих елементів, конструктивні елементи, термо-напружений стан.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ЗМІСТ..... | 9 |
| ВСТУП..... | 11 |
| РОЗДІЛ 1. Роторно-лопатеві двигуни та задачі конструкторсько-технологічного забезпечення їх виробництва..... | 12 |
| 1.1. Аналіз перспективних конструкцій двигунів внутрішнього згорання | 13 |
| 1.1.1 Сучасні двигуни внутрішнього згорання..... | 13 |
| 1.1.2. Роторно-лопатевий двигун..... | 19 |
| 1.1.3. Порівняльний аналіз двигунів внутрішнього згорання..... | 21 |
| 1.2 Аналіз матеріалів, методів розрахунку і моделювання конструкції роторно-лопатєвого двигуна..... | 22 |
| 1.2.1 Аналіз перспективних матеріалів в двигунобудуванні..... | 22 |
| 1.2.2 Порівняльна характеристика методики аналізу напружено-деформованого стану роторно-лопатєвого двигуна..... | 24 |
| 1.2.3 Порівняльна характеристика методики аналізу термодинамічних процесів роторно-лопатєвого двигуна..... | 25 |
| 1.3 Основні параметрів для удосконалення конструкції роторно-лопатєвого двигуна..... | 26 |
| 1.4 Висновки..... | 27 |
| РОЗДІЛ 2. Розрахунок і моделювання напружено-деформованого стану та динаміки основних вузлів роторно-лопатєвого двигуна..... | 28 |
| 2.1 Моделювання механізму силового розподілення..... | 28 |
| 2.1.1. Аналіз вихідних умов та обмежень для конструювання механізму силового розподілення..... | 28 |
| 2.1.2 Умова балансування механізму силового розподілення..... | 30 |
| 2.2 Динамічний аналіз та оптимізація конструкції..... | 33 |
| 2.2.1. Аналіз динаміки руху механізму силового розподілення..... | 33 |
| 2.2.2 Визначення коефіцієнту динамічності..... | 38 |

| | |
|--|-----|
| 2.2.3 Визначення граничних умов щодо переміщень деталей..... | 40 |
| 2.2.4 Підбір підшипників механізму силового розподілення..... | 42 |
| 2.2.5 Оптимізація форми деталей механізму силового розподілення за критеріями міцності та зменшенням маси..... | 44 |
| 2.3 Висновки..... | 68 |
| РОЗДІЛ 3. Термодинамічні розрахунки основних вузлів роторно-лопатевого двигуна..... | 69 |
| 3.1 Моделювання термодинамічного циклу роторно-лопатевого двигуна | 69 |
| 3.1.1 Визначення вихідних умов | 69 |
| 3.1.2 Опис спрощеної моделі..... | 71 |
| 3.1.3 Обробка результатів моделювання..... | 74 |
| 3.2 Вплив охолодження двигуна на його працездатність..... | 78 |
| 3.2.1 Перевірка параметрів роторів на міцність..... | 78 |
| 3.2.2 Схема охолодження двигуна..... | 81 |
| 3.2.3 Підбір вхідних параметрів охолодження для забезпечення робочих зазорів..... | 84 |
| 3.2.3 Перевірка параметрів роторів на міцність з урахуванням термо-навантаженості..... | 88 |
| 3.2.4 Аналіз впливу термо-навантаженості на характеристики міцності основних силових деталей роторно-лопатевого двигуна..... | 89 |
| 3.3 Виготовлення робочого макету..... | 90 |
| 3.4 Висновки..... | 92 |
| РОЗДІЛ 4. Стартап проект..... | 91 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ..... | 104 |
| Список використаних джерел..... | 106 |
| ДОДАТОК А Результати моделювання динаміки руху..... | 110 |
| ДОДАТОК Б Кресленики деталей силового механізму..... | 113 |
| ДОДАТОК В Результати моделювання термодинамічного процесу..... | 118 |
| ДОДАТОК Г Презентація..... | 120 |

ВСТУП

В час глобальної електрифікації та гібридизації силових установок, сучасне авіаційне двигунобудування потребує пропозицій, щодо забезпечення силових установок – двигунів внутрішнього згорання, що відповідають сьогоденним нормам екологічності та економії без втрат потужності, надійності та комфорту їх використання. Саме тому було запропоновано конструкцію двигуна, що являє синергію газотурбінних та поршневих двигунів внутрішнього згорання, та поєднує в собі їх найкращі якості.

З урахуванням вище перелічених факторів було поставлено задачу з реалізації конструкторсько-технологічного забезпечення роторно-лопатевого лопатевого двигуна, для знаходження оптимальної конструкції двигуна. Це передбачає ретельний прорахунок з дотриманням вимог щодо компактності конструкції, показника питомої потужності. Для вирішення поставленого завдання доцільно застосовувати програмне забезпечення на базі методу кінцевих елементів. Програмне забезпечення на основі такого методу дозволяє швидко проводити аналіз взаємної деталей та вузлів двигуна. При цьому забезпечується достатня висока точність таких розрахунків, що дозволяє сподіватись на знаходження оптимальної з точки зору міцності та термopужного стану, конструкцію. Також за допомогою програмного забезпечення можливе моделювання термодинамічних процесів, для підтвердження достовірності розрахунків, та визначення вихідних умов щодо розрахунку термopужного стану.

РОЗДІЛ 1. Роторно-лопатеві двигуни та задачі конструкторсько-технологічного забезпечення їх виробництва

Складна екологічна ситуація в світі диктує жорсткі умови, щодо використання *двигунів внутрішнього згорання* (ДВС). Лєвова доля корпорацій електрифікують свої транспортні засоби, тому галузі, що досі використовують двигуни внутрішнього згорання намагаються якомога сильніше покращити характеристики своїх двигунів, та відповідати світовим стандартам якості та екологічності. Серед таких галузей можна виділити літакобудування та суднобудування, адже навіть використання твердотільних літій-іонних батарей не може забезпечити в повній мірі запас ходу що відповідає світовим стандартам. Тому для двигунобудування висуваються наступні вимоги [13], щодо удосконалення конструкцій:

- мінімізація викидів шкідливих речовин;
- можливість використання альтернативних видів палива;
- спрощення конструкції двигунів внутрішнього згорання;
- мінімізація маси та займаного простору;

Основною проблемою класичних ДВС є високі втрати на тертя, як в самому механізмі так і в робочих елементах камери згорання [22]. Наприклад з часом в класичному ДВС під дією додаткових згинних моментів починається зношення дзеркала циліндру, руйнування поршневих кілець та підвищення втрат на тертя. Також великим недоліком є наявність газорозподільного механізму, та кривошипно-шатунного що призводить до значного збільшення кількості деталей в механізмі. Також для рівномірного згорання паливно-повітряної суміші необхідно значно ускладнювати паливну систему, та забезпечити високу ступінь стискання даної суміші, що конструктивно не можливо, адже крім цього необхідно забезпечити достатню міцність конструкції, а також достатню частоту обертання. Результатом даних недоліків є збільшенням маси двигуна в цілому та зменшення показника питомої потужності.

Часто виробники, наприклад [52], потребують високих показників питомої потужності (близько 3) і застосовують газотурбінні двигуни внутрішнього згорання, які в свою чергу також мають ряд недоліків, серед яких можна виділити: низький ресурс, значний приріст у використанні пального (порівняно з ДВС) та значне перевищення норм екологічності.

Підводячи підсумки та враховуючи всі вище перелічені фактори постає потреба в розробці нового типу двигуна, який сполучає в собі найкращі якості газотурбінного та поршневого двигуна з застосуванням новітніх технологій, що дозволить швидко та стрімко розвивати позитивні якості двигуна. Одним із таких типів двигунів є роторно лопатевий двигун Ральфа Моргадо [47], який сполучає в собі якості високої питомої потужності та малої кількості деталей, за рахунок синергії процесу роботи двигуна Отто та роторної схеми газотурбінного двигуна. Найбільш проблемною частиною в проектуванні даного типу двигуна є недосконалість силового механізму, який забезпечує правильний рух лопатевої пари [5]. Тому даний двигун не набув широкого використання через недостатній технологічний прогрес в часи роботи над цим проектом.

Знедавна був запропонований новий кінематичний механізм для даного типу робочої групи, який є більш досконалим [11]. Що в свою чергу дало новий поштовх для подальшої розробки та удосконалення даного типу двигуна.

1.1. Аналіз перспективних конструкцій двигунів внутрішнього згорання

1.1.1 Сучасні двигуни внутрішнього згорання

Поршневий класичної компоновки [2]: Поршневий двигун – двигун внутрішнього згорання, в якому теплова енергія газів, які розширюються, в результаті згорання палива в замкнутому об'ємі (рис 1.1), перетворюється в механічну роботу поступального руху поршня за рахунок розширення робочого тіла (продуктів згорання) в циліндрі, у який вставлений поршень.

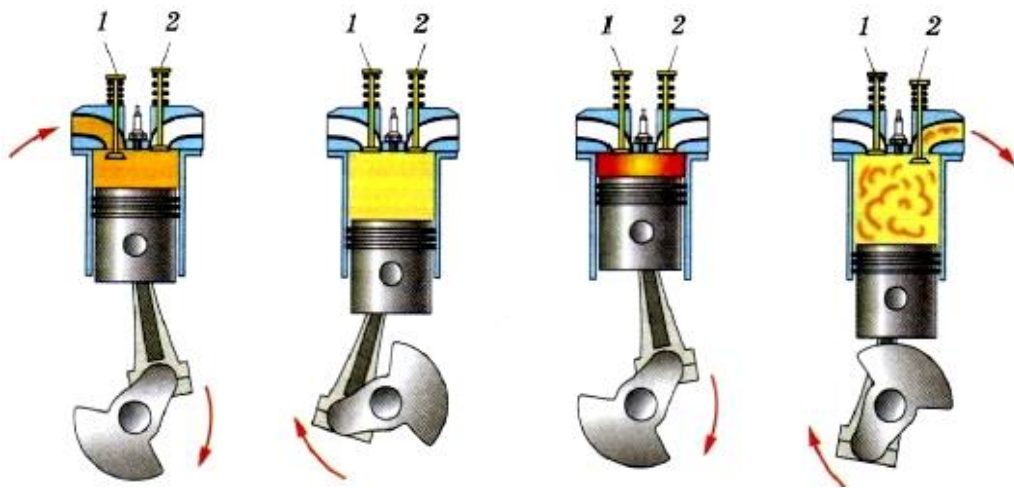


Рисунок 1.1 – Чотиритактний цикл поршневого двигуна [4]

Поступальний рух поршня перетворюється в обертання колінчатого валу *кривошипно-шатунним механізмом* (КШМ). КШМ (рис 1.2) призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух і навпаки.



Рисунок 1.2 – Кривошипно–шатунний механізм [4]

Існують два типи поршневих двигунів за кількістю тактів: двотактний та чотиритактний. У двотактних відбувається лише два такти впуск – стиснення, та розширення – випуск, що приходяться на підйом та опускання поршня відповідно. Для чотиритактних двигунів (рис 1.1) відбуваються чотири такти впуск, стиснення, розширення продуктів згорання, випуск що відповідають

опусканню, підйому, опусканню та підйому поршню відповідно. Для відповідності даних циклів існує газо-розподільчий механізм, який регулює хід впускних та випускних клапанів.

В середньому ККД для даних двигунів не перевищує показник в 30% [8]. Наявність ГРМ та КШМ потребує значного об'єму тому в середньому при 8-ми циліндровий двигун займає 0,08 м³ простору.

Опозитний двигун [30]: Особливістю опозитного двигуна є в горизонтальному, протилежному розміщенні камер згорання (рис. 1.3). При цьому як і в класичному ДВС робочі елементи – поршні, що рухаються зворотно-поступально. Дане рішення дозволило значно зменшити додатковий обертовий момент, що негативно впливає на маневрені показники автомобілів та літаків. До того ж це призвело до покращення компактності двигуна (середній займаний об'єм 0,050 м³) та значно збільшило показник питомої потужності в порівнянні з класичними ДВС. Серед недоліків можна виділити наявність ГРМ та кривошипно-шатунного механізму. В середньому показник ККД для даного типу двигунів складає 33%.

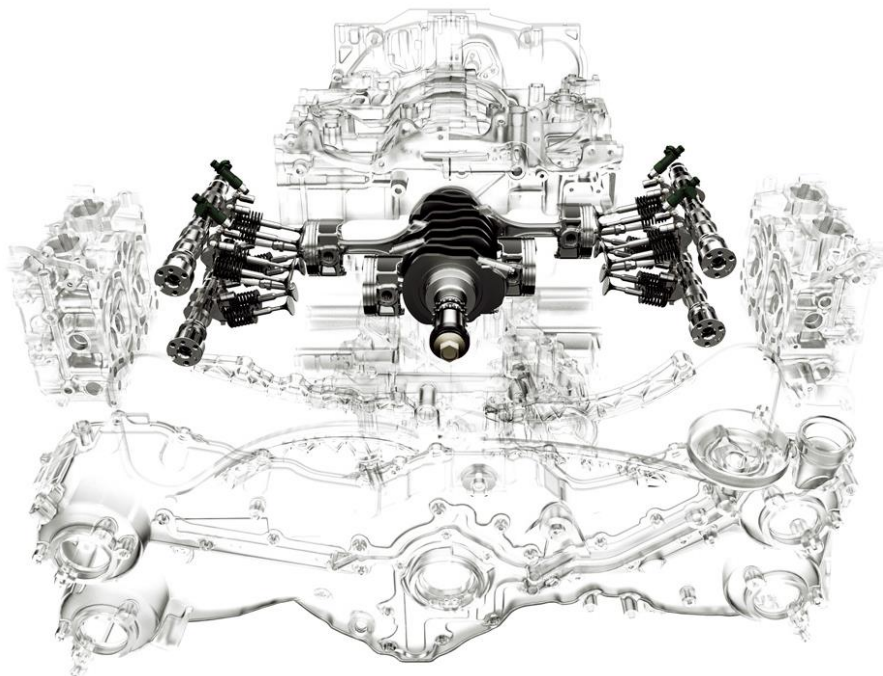


Рисунок 1.3 – Зовнішній вигляд опозитного двигуна [4]

ДВС Баландіна [2]: Традиційний кривошипно-шатунний механізм поршневих ДВС при роботі додає бокове зусилля на стінку циліндра. Щоб уникнути пов'язаного з цим підвищеного зносу поршнів, необхідно використовувати конусну форму, а їх юбкам еліптичність. Крім того бокове навантаження на стінку циліндра збільшує втрати на тертя і призводить до зменшення механічного ККД двигуна. Виключити даний недолік можливо, використавши механізм, в якому б шатун двигався лише б зворотно-поступально, не здійснюючи кутових переміщень відносно поршневого пальця.

Для вирішення даної проблеми було запропоновано використати гіпоциклоїдний механізм (рисунок 1.4, а), що замінить колінчатий вал із забезпеченням зворотно-поступального руху шатунів.

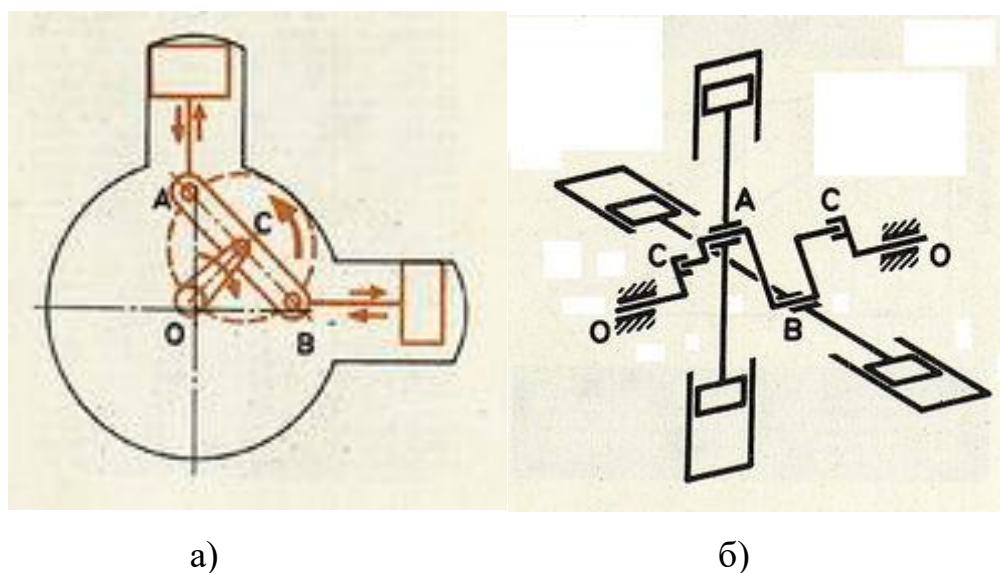


Рисунок 1.4 Кінематична схема двигуна Баландіна [4]

Результатом даного конструювання (рисунок 1.4, б) був значний приріст питомої потужності та зменшення габаритних показників (середній займаний об'єм $0,038 \text{ м}^3$. В цілому ККД механізму виріс на 7%. В середньому показник ККД для даного типу двигунів складає 40%

Аксіальний ДВС [7]: тип двигуна зі зворотно-поступальним рухом поршнів, в якому замість звичайного колінчатого валу використовується шайбовий механізм. Поршні по чергові тиснуть на похилу шайбу, що приводить

до її обертання навколо власного центру. Шайба поєднана з вихідним валом, передаючи йому обертальний момент (рис. 1.5). В деяких конструкціях зустрічається замість шайбового механізму – кулачковий.

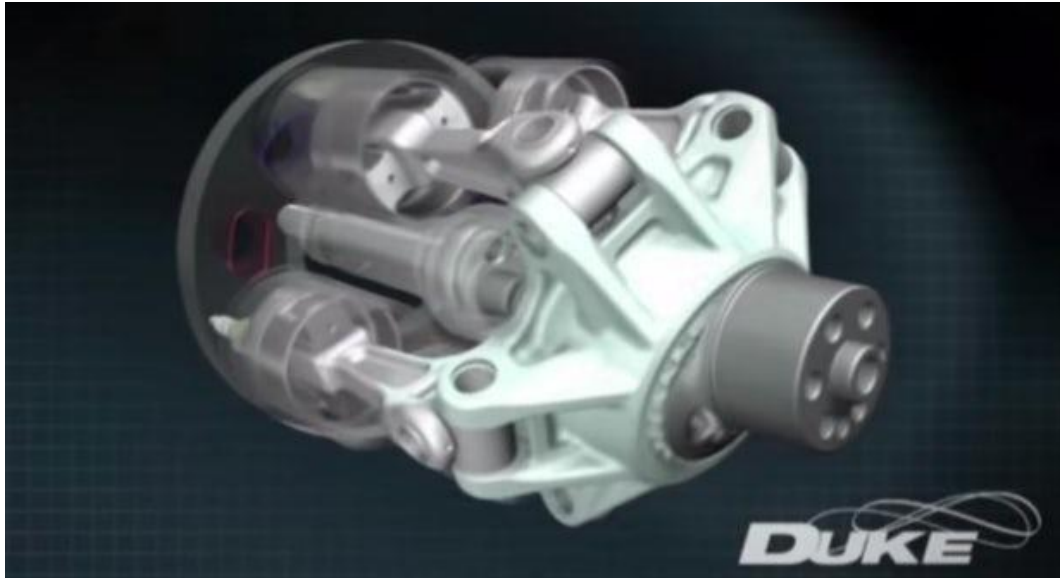


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд аксіального ДВС [4]

Головна перевага аксіальних двигунів з шайбовим механізмом в тому, що поршні розміщені паралельно одне одному по краю шайби. Це дає змогу розмістити вихідний вал паралельно поршням, а не під 90° як у класичних ДВС. В результаті цього двигун виходить дуже компактним.

Розміщення поршнів і принцип дії механізму дозволяє регулювати ступінь стискання шляхом зміни кута нахилу шайби.

В двигуні також присутній ГРМ що знижує його ККД. В середньому показник ККД для двигуна становить 35%, а показник займаного об'єму $0,042 \text{ м}^3$.

Роторно-поршневий двигун Ванкеля [24]: В даному двигуні тиск газів, приводить в рух ротор, який через підшипникові опори пов'язаний з ексцентриковим валом. Рух ротора відносно корпусу двигуна (статора) відбувається через зубчасте зачеплення. При чому одна із шестерень, більшого розміру, закріплена на внутрішній поверхні ротора, інша, опорна меншого розміру, жорстко прив'язана до внутрішньої поверхні бокової кришки двигуна. Взаємодія зубчатих коліс призводить до описуванням ротора кругового

ексцентричного руху, при цьому грані ротора знаходяться в постійному контакті з внутрішньою поверхнею камери згорання.

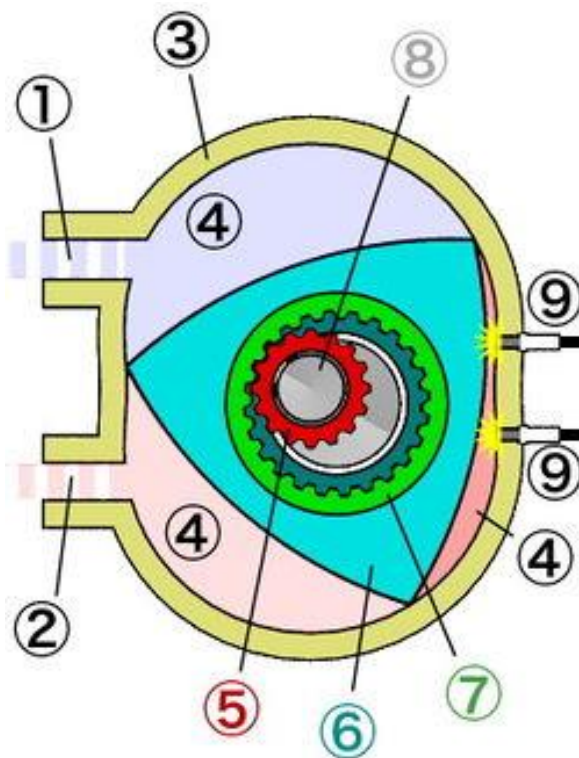


Рисунок 1.6 – Схема роторно-поршневого двигуна Ванкеля [24]:

1 – впускне вікно; 2 випускне вікно; 3 - корпус; 4 - камера згорання; 5 – статичне зубчасте колесо; 6 - ротор; 7 – зубчасте колесо; 8 - вал; 9 – свічка запалювання

В результаті між ротором і корпусом двигуна створюються три ізольовані камери перемінного об'єму, в яких проходять процеси стискання паливно повітряної суміші, її горіння, розширення газів, які тиснуть на робочу поверхню ротора. Обертальний рух ротору передається на ексцентриковий вал, що встановлений на підшипниках та передає обертовий момент на механізми трансмісії. Таким чином в роторно-поршневого двигуна одночасно працюють дві механічні пари: перша – регулююча рух ротора, що складається з пари зубчастих коліс, та інша – що перетворює коловий рух – що перетворює коловий рух ротора в обертання ексцентрикового валу. Передаточне відношення зубчатих коліс і статора 2:3, саме тому за один повний оберт ексцентрикового валу ротор

повертається на 120° . В свою чергу за один повний оберт ротора в кожній із трьох камер проходить повний чотиритактний цикл ДВС.

Головною перевагою є його простота, мала кількість деталей та малий займаний простір ($0,040 \text{ м}^3$). Це відбувається за рахунок відсутності ГРМ, прямооточного підводу та відводу газів. За рахунок цих факторів двигун має високий показник ККД рівний 40%.

1.1.2. Роторно-лопатевий двигун

Головною конструктивною особливістю *роторно лопатевого двигуна* (РЛД) [11] є відсутність механізму, що перетворює поступальний рух в обертальний, що значною мірою підвищує його ефективність та дозволяє працювати на вищих частотах обертання в порівнянні з класичними ДВС. Конструкція двигуна передбачає відсутність ГРМ та забезпечення прямооточного впуску й випуску газів, що значно спрощує відтік газів, уникає виникненню небажаних турбулентних потоків, що в свою чергу покращує ефективність згорання паливно повітряної суміші. Також відсутність ГРМ значно зменшує номенклатуру та загальну кількість деталей, що використовуються в двигуні.

В конструкцію двигуна закладений принцип роторної машини, де головний рух – обертальний. Робочі елементи – ротори 6, 5 (рис. 1.7-1.8) під дією тиску продуктів згорання здійснюють поперемінний обертальний рух. За допомогою ущільнень ротори разом з корпусними деталями – статорами утворюють 8 замкнених об'ємів (рис. 1.8 (позначення в колі)), які при повному обертанні двічі проходять повний чотиритактний цикл: впуск, стискання, розширення робочих газів, випуск.

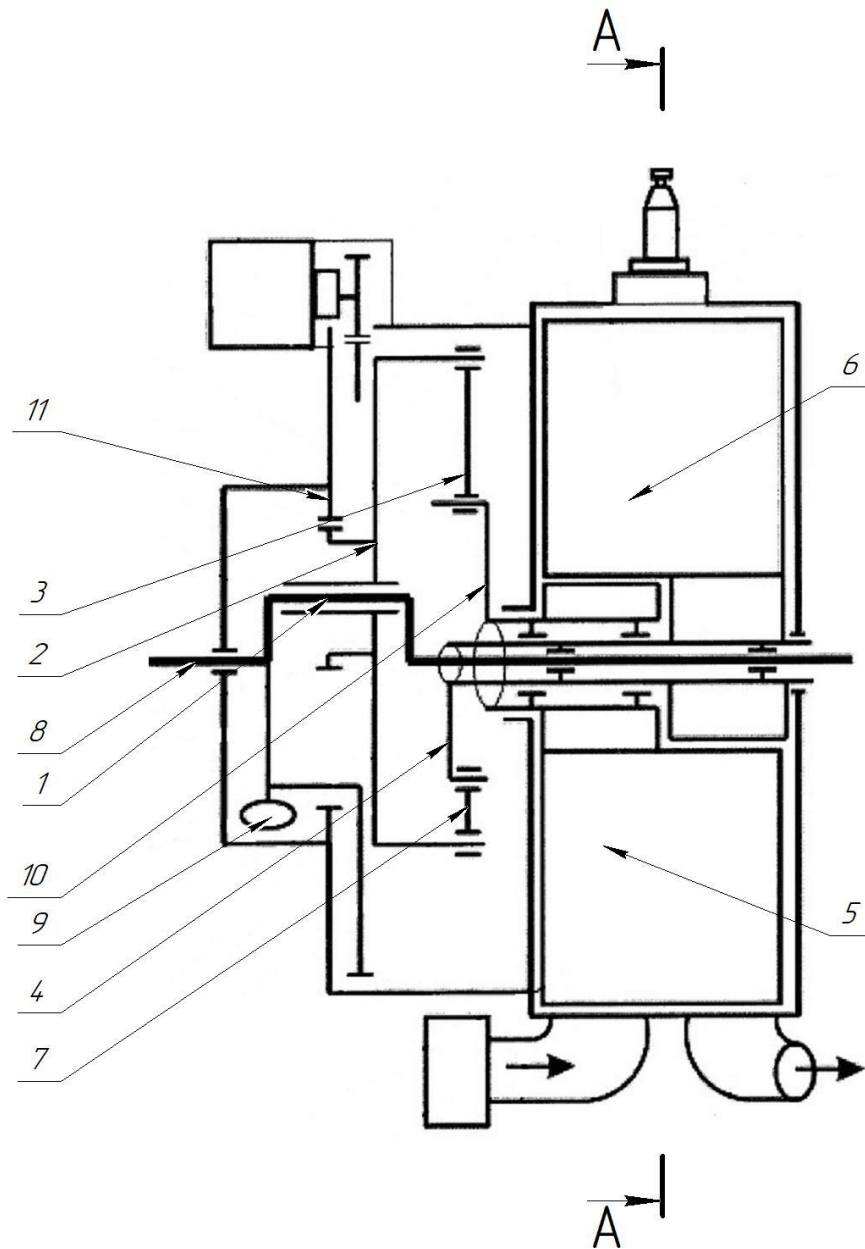


Рисунок 1.7 – Схема силового механізму РЛД

Обертання роторів за встановленим законом руху відбувається за рахунок силового механізму. В якому закладений принцип миттєвих швидкостей та важелів. Деталь водило 2 через зубчастий вінець планетарної передачі пов'язане з опірною шестернею 11 (рис 1.7). Також деталь водило через підшипникову опору пов'язана з кривошипним валом 1, що відіграє роль валу зняття крутного моменту 8. Під дією тиску продуктів згорання через ротори, що жорстко зв'язані з валами – важелями 9 та 10, передається крутний момент на важелі водила через ланцюг важіль – шатун 3, 7 – важіль. При цьому в рух приводиться той вал важіль

якого має меншу відстань до центру обертання водила. При рівному значенні плечей рух роторів продовжується за рахунок інерційних показників деталі маховик 9. Передаточне відношення планетарної передачі становить 3:4. Ексцентриситет кривошипного валу рівний міжцентровій відстані планетарної передачі.

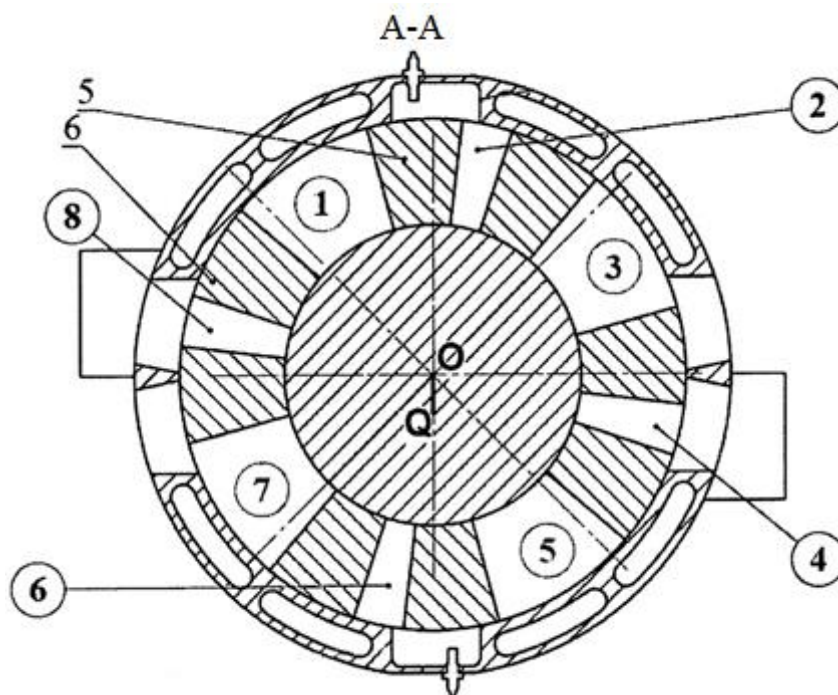


Рисунок 1.8 – Схема робочих елементів РЛД

Основною ідеєю даного двигуна, на основі високих показників питомої потужності, є використання його в класичній малій авіації (літаки, вертольоти ховербайки), так як, саме там найбільш важливі показники питомої потужності та займаний простір.

1.1.3. Порівняльний аналіз двигунів внутрішнього згоряння

Для детального порівняння ДВС складемо таблицю показників (табл. 1.1), присуджуючи 1 бал за найкраще значення серед опонентів показником. При однаковому значенні опоненти – переможці отримують рівну частину від 1 балу.

Таблиця 1.1 Порівняльні характеристики ДВС

| Назва двигуна | Питома потужність | ГРМ | Кривошипно-шатунний механізм | Середня кількість деталей, шт | ККД, % | Займаний простір, м ³ | Кількість найкращих показників |
|----------------------|-------------------|-----|------------------------------|-------------------------------|--------|----------------------------------|--------------------------------|
| Класичної компоновки | 1,1 | + | +/+ | >350 | 25 | 0,080 | 0,0 |
| Опозитний | 1,3 | + | +/+ | >450 | 33 | 0,050 | 0,0 |
| Баландіна | 1,5 | + | -/- | 250 | 40 | 0,038 | 1,0 |
| Аксіальний | 1,3 | + | +/- | 300 | 35 | 0,042 | 0,0 |
| Ванкеля | 2,5 | - | +/- | 100 | 40 | 0,040 | 1,5 |
| Роторно-лопатевий | >3 | - | +/- | 150 | 43 | 0,035 | 3,5 |

Як видно РЛД уступає лише за загальною кількістю деталей двигуна Ванкеля. За іншими показниками можна виділити значні переваги в конструктивних рішеннях над класичними ДВС та явну перспективу його конструювання.

1.2 Аналіз матеріалів, методів розрахунку і моделювання конструкції роторно-лопатєвого двигуна

1.2.1 Аналіз перспективних матеріалів в двигунобудуванні

Сучасне двигунобудування тримає курс на зменшення маси та габаритних показників виробів, саме тому, на зміну чавунним корпусним деталям приходять авіакосмічні алюмінієві сплави. Це вдалося завдяки розробленню новітніх сплавів ВАЛ12, ВАЛ14 [25] та поширенню давно відомих сплавів 7075-t6. Також в двигунобудуванні на відповідальних деталях поширюється застосування титанових сплавів [35], що мають високий показник питомої міцності.

Серед сталей широко застосовуються високоміцні леговані сталі з межею текучості більшою за 1500 МПа.

При виборі матеріалу необхідно враховувати доступність та вартість матеріалів. Також потрібно підбирати матеріали відповідно до напружень, що виникають в деталях не дозволяти перевищення запасу міцності в декілька разів. Наприклад, для самих відповідальних деталей необхідно використовувати

високоміцні леговані сталі (ВКС-210ВС [31], CarTech® AerMet® 340 Alloy [33]) або, рідше, титанові сплави [1]. Для деталей середнього навантаження використовувати низько леговані високоміцні сталі типу 30ХГСН2А [17] та 15ХСНД [17]. Для невідповідальних деталей використовувати низько леговані сталі типу 40Х [17]. Деталі що працюють при значних температурних коливаннях необхідно забезпечувати відповідними матеріалами, що мають високу теплостійкість серед сталей можна виділити марку 30ХГСА з температурною стійкістю в 350 градусів, серед алюмінієвий ливарних сплавів можна виділити ВАЛ 12, ВАЛ-14 [8], з температурною стійкістю в 300 градусів.

Для підвищення теплостійкості поверхневого шару камери згорання алюмінієві сплави повинні піддаватися мікро дуговому оксидуванню, що широко застосовується в світі [4]. Даний метод поверхневого зміцнення верхнього шару робочої камери, окрім підвищення теплостійкості, має гарні показники до зносостійкості, а тому дане покриття забезпечить більший ресурс двигуна.

Також серед методів поверхневого зміцнення доцільно використовувати азотування, так як воно дозволяє в декілька разів збільшити поверхневу твердість, що доцільно при щільному компонуванні механізму та великої кількості контактних поверхонь [9].

Характеристики необхідні для подальших розрахунків наведені в додатках. Остаточний вибір матеріалів буде проведено після визначення характеристик міцності та теплового напруженого стану деталей.

Слід зазначити, що для деталей, які працюють при перемінному навантаженні, необхідно розраховувати коефіцієнт запасу міцності з урахуванням межі витривалості що становить в середньому 0,45-0,50 [14] від межі текучості матеріалу. Також необхідно зазначити, що теплонавантажені деталі повинні мати модель матеріалу, що має фізичні параметри залежні від температури [15].

Для матеріалів та речовин, що будуть використовуватися в аналізах теплового напруженого стану та CFD (Computational fluid dynamics) [15] повинні мати всі необхідні фізичні параметри з прив'язкою до змінної температури.

1.2.2 Порівняльна характеристика методики аналізу напружено-деформованого стану роторно-лопатєвого двигуна

Для підтвердження працездатності двигуна, з урахуванням необхідних запасів міцності та жорсткості необхідно визначитись з програмним забезпеченням CAE (Computer-aided engineering), що відповідає наступним параметрам [51]:

- Проведення статичного аналізу;
- Проведення неявних динамічного аналізу;
- Проведення явних динамічного аналізу;
- Можливість імпорту вхідних умов з систем CFD;
- Можливість параметричного аналізу;

Серед систем, що відповідають заданим параметрам можна виділити наступні [25]:

- Abaqus [23];
- Ansys Workbench (Mechanical);
- LS Dyna [45];
- Cosmos Works [35];

Для визначення необхідного програмного забезпечення складемо порівняльну таблицю (табл. 1.3). До характеристик необхідно врахувати також наявність спеціалістів, що працюють в даних областях, власний досвід роботи з програмним забезпеченням та наявність доступної методики розрахунків.

Згідно результатів порівняння приймаємо для подальшого використання програмне забезпечення Ansys Workbench (Mechanical).

В якості програмного забезпечення для комп'ютеризованого дизайну (CAD) використаємо систему SOLIDWORKS [48], що дозволяє легко моделювати деталі будь-якої складності, швидко їх редагувати та має односторонній інтерфейс з системою Ansys Workbench.

Таблиця 1.2 Порівняльна характеристика CAE систем

| Назва характеристики | Abaqus | Ansys Workbench (Mechanical) | LS Dyna | Cosmos Works |
|-----------------------------------|--------|------------------------------|---------|--------------|
| Статичні аналізи | + | + | - | + |
| Неявні динамічні аналізи | + | + | - | + |
| Аналізи явної динаміки | + | + | + | + |
| Імпорт вхідних умов з систем CFD | - | + | + | + |
| Параметричний аналіз | - | + | - | + |
| Зручний інтерфейс | - | + | +/- | + |
| Зручне відображення результатів | + | + | + | + |
| Наявність досвіду роботи | - | + | + | - |
| Наявність спеціалістів | - | + | + | - |
| Наявні методики розрахунків | +/- | + | +/- | +/- |
| Підтвердження методик розрахунків | + | + | + | - |
| Сума | 5,5 | 11 | 7 | 7,5 |

1.2.3 Порівняльна характеристика методики аналізу термодинамічних процесів роторно-лопатевого двигуна

Для проектного конструювання та моделювання термодинамічних процесів роторно-лопатевого двигуна, сформулюємо вимоги до CFD-системи [20]:

- використання моделей турбулентності k-ε з різними пристінними функціями;
- можливість руху сітки з подальшим її деформуванням [26];
- робота з попередньо змішаними речовинами;
- робота з неперемішаними речовинами;
- можливість моделювання хімічних процесів;
- можливість моделювання процесів горіння;

Існує певна кількість програмного забезпечення що відповідає даним характеристикам, серед таких можна виділити:

- FORTRAN 90 [39];
- Ansys Fluent [31] з підключенням модулю Chemkin-Pro [25];
- Abaqus [23];
- FLOW-3D [38].

Для схвалення необхідного програмного забезпечення складемо порівняльну таблицю (табл 1.3). До характеристик необхідно врахувати також наявність спеціалістів, що працюють в даних областях, власний досвід роботи з програмним забезпеченням та наявність доступної методики розрахунків.

Таблиця 1.3 Порівняльна характеристика CFD систем

| Назва характеристики | FORTRAN 90 | Ansys Fluent | Abaqus | FLOW-3D |
|-----------------------------------|------------|--------------|--------|---------|
| Модель турбулентності k-ε | + | + | + | + |
| Хімічні реакції | + | + | + | + |
| Моделювання горіння | + | + | + | + |
| Можливість переміщення сітки | - | + | + | + |
| Зручний інтерфейс | - | - | - | + |
| Зручне відображення результатів | + | - | + | + |
| Наявність досвіду роботи | - | + | - | - |
| Наявність спеціалістів | - | + | - | - |
| Наявні методики розрахунків | +/- | + | +/- | +/- |
| Підтвердження методик розрахунків | + | + | - | - |
| Сума | 5,5 | 8 | 5,5 | 6,5 |

Згідно результатів порівняння приймаємо для подальшого використання програмне забезпечення Ansys Fluent.

1.3 Основних параметрів для удосконалення конструкції роторно-лопатевого двигуна

Згідно математичної моделі двигуна [30] показник питомої потужності близько рівний 3 при наступних вихідних параметрах:

- Номінальна частота обертання 6000 об/хв;
- Розрахункова маса до 50 кг;
- Потужність для номінальної частоти обертання 150 к.с.;
- Крутний момент для номінальної частоти обертання 120 Н·м;
- Кількість камер згорання 8;
- Кількість тактів роботи 4;
- Габаритні розміри:

- Мідельне січення до 300 мм;
- Довжина до 550 мм;

На основі даних показників необхідно провести проектне конструювання з розрахунками, для підтвердження працездатності даного двигуна. А саме розрахунки щодо:

- забезпечення достатніх характеристик міцності силового механізму та основних деталей двигуна;
- підтвердження працездатності робочого циклу;
- теплового – напруженого стану;
- забезпечення достатнього охолодження;
- забезпечення необхідних зазорів в робочих елементах;

Для проектного конструювання необхідно визначитися з типами матеріалів, їх показниками та моделями. Також необхідно прийняти рішення щодо методики розрахунків та програмного забезпечення для проведення моделювання методом кінцевих елементів.

Висновок по розділу

1. На основі проведеного порівняльного аналізу було визначено актуальність конструкторського та технологічного забезпечення роторно-лопатевого двигуна, що має кращі показники, за найближчий за характеристиками двигун Ванкеля, в середньому на 10-20%.

2. З використанням інтегрованого оцінювання розглянуто та обрано програмне забезпечення для розрахунків деталей на міцність та їх взаємодію між собою. Ansys Mechanical обійшов опонентів за рахунок зручного інтерфейсу, підтвердження розрахунків дослідями та наявності досвіду роботи в даному програмному забезпеченні.

3. За допомогою інтегрованого оцінювання обрано програмне забезпечення для проведення CFD розрахунків Ansys Fluent. Даний модуль поступається опонентам у зручності інтерфейсу, але має значну перевагу за наявністю методики розрахунку та підтвердженням достовірності розрахунків.

РОЗДІЛ 2. Розрахунок і моделювання напружено-деформованого стану та динаміки основних вузлів роторно-лопатевого двигуна

Для проектного конструювання двигуна необхідно визначитися з серцем двигуна, а саме – силовим механізмом. Оскільки виходячи з габаритних розмірів та опор даного механізму конструюються корпусні деталі, що забезпечують достатню жорсткість та відведення тепла.

2.1. Моделювання механізму силового розподілення

2.1.1 Аналіз вихідних умов та обмежень для конструювання механізму силового розподілення

Конструювання будь-якого механізму це робота, що потребує ітеративного підходу та включає в себе масу варіацій та нюансів, які залежать одне від одного. Неможливо відразу сказати які з параметрів будуть найкращі для даної ситуації, адже найкращий варіант для однієї деталі може не підходити для іншої. Саме тому необхідно розподілити параметри за значимістю та виділити, що за чим необхідно враховувати, а якими параметрами можливо знехтувати. Також необхідно визначитися з важливістю деталей. Наприклад: деталь шатун хоч і є важливою деталлю механізму але працює лише на розтяг-стиск, тому підібрати оптимальну форму конструкції для неї буде простіше аніж для деталей, що працюють на згин та кручення.

Відповідно до схеми (рис. 1.7) та принципу роботи двигуна зазначеному в пункті 1.3, головною умовою є відсутність інтерференції, так як при інтерференції механізм не буде працювати. Також необхідно врахувати сумарні деформації деталей та їх вплив на камеру згорання, адже при значному відхиленні від об'єму камери згорання не буде забезпечено достатньої ступені стискання, призведе до раннього чи пізнього запалення та зниження ефективності двигуна. Необхідно відмітити й важливість балансування роторного двигуна, так як частотні навантаження несуть найбільшу руйнуючу дію [32]. Наступною умовою є забезпечення міцності та витривалості

конструкції від силових та температурних навантажень. Ці параметри взаємопов'язані, тому спочатку необхідно визначитись геометрією, що впливає на міцність конструкції, та проводити перевірні розрахунки щодо теплового стану деталей, та його вплив на міцність. І тільки після забезпечення даних параметрів можливо проводити операції щодо зменшення ваги [18].

Отже на основі викладених вище фактів підіб'ємо підсумок умов які необхідно забезпечити для працездатності механізму, в порядку спадання:

1. Відсутність інтерференції;
 2. Забезпечення мінімального радіального зазору 1.5 мм;
 3. Забезпечення мінімального осьового зазору 2 мм;
 4. Забезпечення відхилення від середнього об'єму камери згорання не більше ніж на 3%
 5. Забезпечення коефіцієнту запасу міцності 1.8-2.0 відносно межі витривалості матеріалу;
 6. Забезпечення температурного стану матеріалу в процесу роботи двигуна не більше за значення, що відповідає різкому спаду межі витривалості матеріалу.
- Концепція мінімізації маси.

Також необхідно встановити порядок проведення робіт по конструюванню силового механізму [5], та забезпеченню його працездатності. Для початку необхідно визначитись зі значеннями та напрямками навантажень, що діють на деталі. Після чого з умов забезпечення міцності елементів конструкції, що мають типові для опору матеріалів форми, необхідно визначити їх розміри. Також потрібно призначити типи та розміри підшипникових опор, та знайти оптимальні значення розмірів елементів конструкції, які будуть відповідати запасу міцності підшипників та забезпеченню міцності цих елементів. Наступним кроком буде визначення простору для зміни конструкції конкретної деталі, та оптимізація форми в даному просторі. У разі не рівномірності запасу міцності основних деталей силового механізму необхідно розглянути можливість зміни простору конструювання для кожної деталі, і попередню операцію.

2.1.2 Умова балансування механізму силового розподілення

Як відомо частотні навантаження мають високу руйнівну дію на металеві конструкції, саме тому необхідно виключити частотні навантаження від дисбалансу силового механізму.

Для спрощення балансування необхідно розбити силовий механізм на декілька збірок, та балансувати їх окремо одна від одної. Розбиття проведемо по спільному обертальному руху деталей, а саме:

- Водило, пальці, підшипники важелів;
- Збірка водила з пальцями та підшипниками важелів, кривошипний вал;
- Вал зовнішній, палець, підшипник важеля;
- Вал середній, палець, підшипник важеля;

Щоб привести даний механізм до постійного центру мас, необхідно також врахувати й рух деталі Шатун, яка в певній мірі належить як деталі Водило так і деталям Вал зовнішній та Вал внутрішній відповідно. Саме тому необхідно розподілити маси відповідно до центрів шийок валів, розділивши їх «навпіл» та прив'язати кожен центр мас відносно осі обертання даної шийки.

Для балансування водила як окремої збірки необхідно попередньо закласти в конструкцію умову симетричності та сталості центру мас під час його обертання. При балансуванні окремої збірки водила та кривошипного валу (рис 2.2) необхідно додати противагу, що компенсує відхилення центру мас від осі обертання кривошипного валу [54].

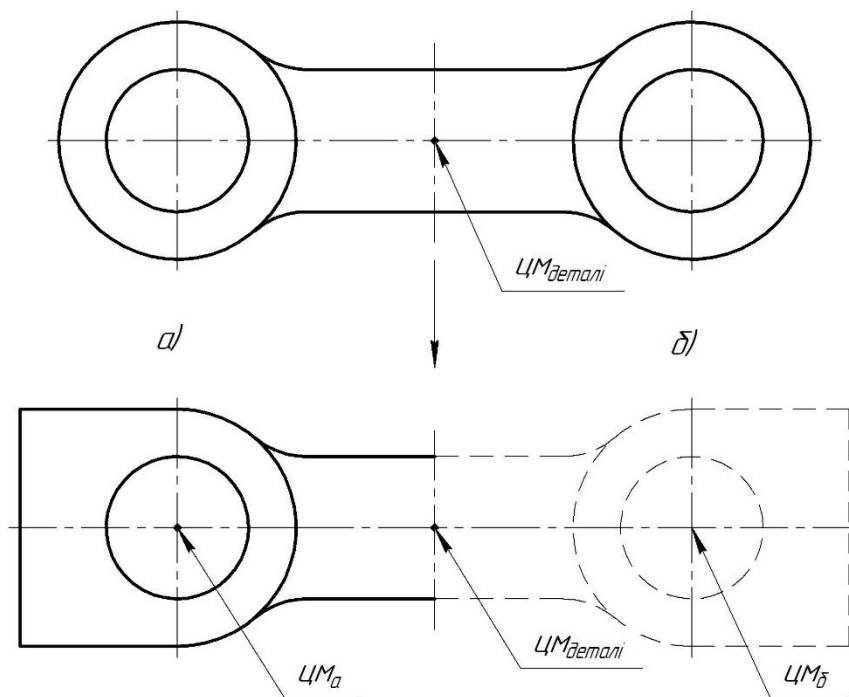


Рисунок 2.1 – Розподілення мас деталі «Шатун»

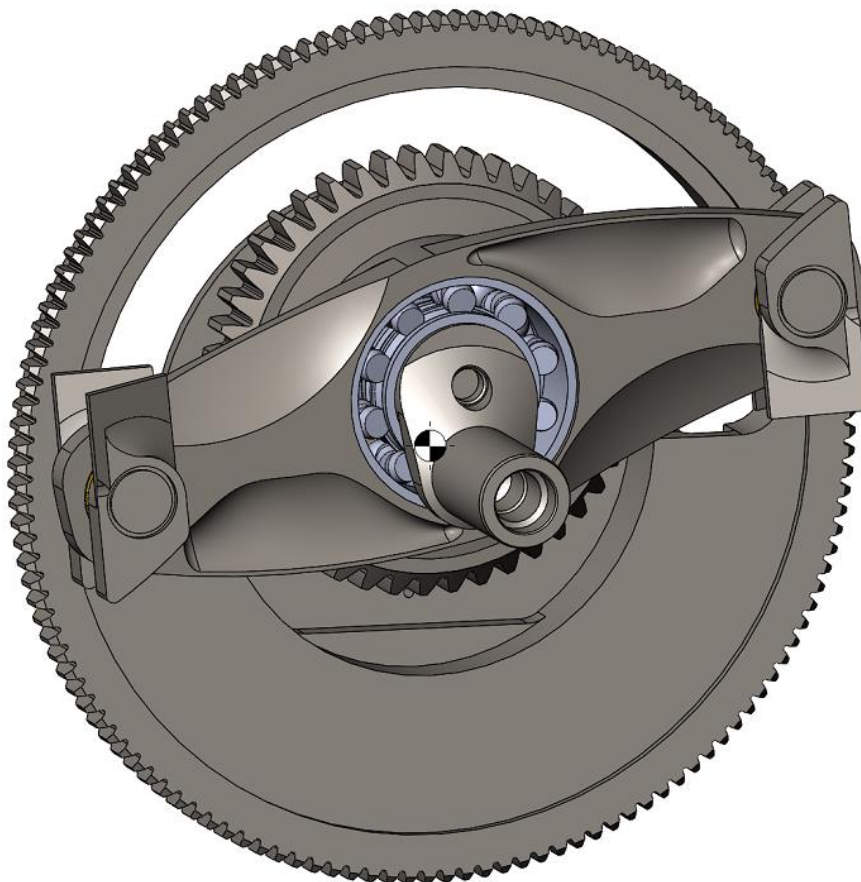


Рисунок 2.2 – Збірка для балансування групи Водило - Кривошип

З конструктивних міркувань дану противагу найзручніше додати до деталі Маховик, адже вона жорстко пов'язана з кривошипним валом, який являється вихідним (для зйому крутного моменту). Для балансування окремих збірок деталей Вал зовнішній (рис 2.3) та Вал середній необхідно врахувати пальці підшипники та частки мас шатунів, також потрібно додати цих валів відповідні противаги та враховувати масу їх кріплень.

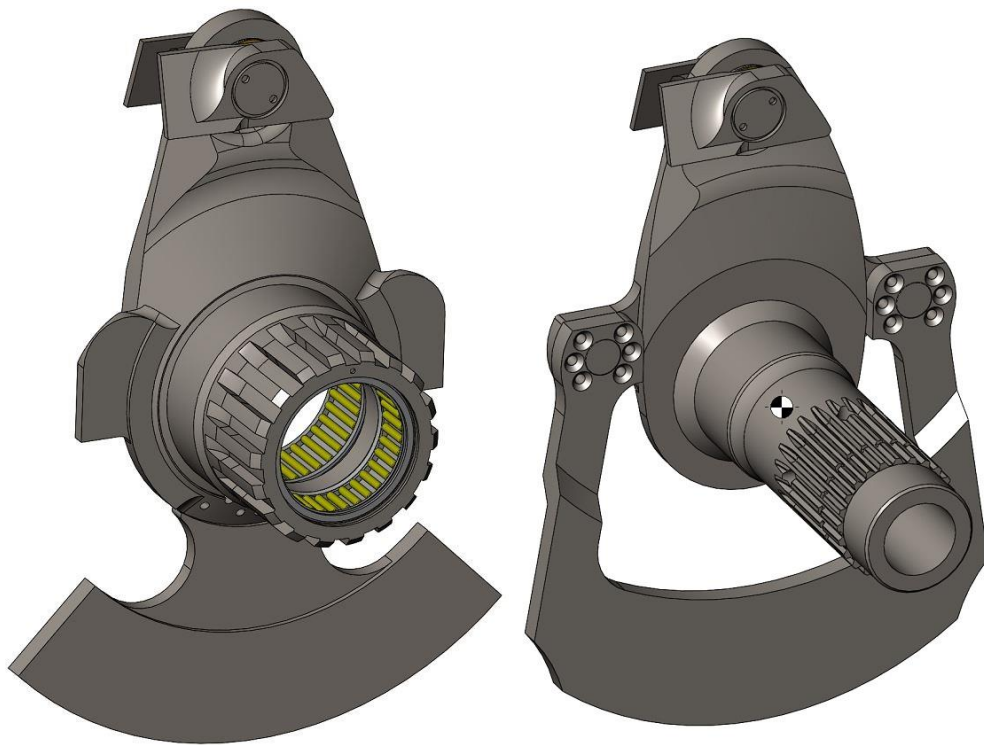


Рисунок 2.3 – Збірки для балансування Валу зовнішнього та Валу середнього

Конструктивно потрібно врахувати та вибрати в подальшому таку поверхню противаги, яка б дозволила змінювати її геометрію без впливу на міцність, при балансуванні реально виготовленого механізму.

Також важливою умовою балансування є забезпечення рівності моментів інерції валів (зовнішнього та середнього, разом з підшипниками важелів, шатунами й пальцями без врахування елементів обертання) та їх противаги для динамічного балансування та уникнення виникнення додаткових інерційних навантажень [13].

2.2 Динамічний аналіз та оптимізація конструкції

2.2.1. Аналіз динаміки руху механізму силового розподілення

Для розрахунку міцності деталей силового механізму необхідно провести аналіз взаємодії деталей механізму з врахуванням навантаження на стінки робочих камер. Розрахунок проводимо за допомогою розрахункового середовища Ansys з модулем Transient Structural [49]. Даний модуль дозволяє врахувати всі геометричні особливості, розміщення опор, зубчастих зачеплень, ланцюгів тощо. Результатом даного розрахунку будуть реакції в опорах, силові навантаження на контактні пари, кутові швидкості та прискорення. Для спрощення обрахунку відключимо в даному модулі вплив інерційних та частотних навантажень. Криву зміни тиску беремо з математичної моделі двигуна [5].

Для вірності розрахунку навантаження на стінки треба прив'язати з періодичністю початків циклу в камерах згорання. Розрахунок проводимо для оптимального значення частоти обертання 6000 об/хв. Моделювання проводимо для одного повного циклу. Схему навантажень на стінки роторів зображено на (Рис 2.5). Також за рахунок даного модулю можна визначити фази та протифази навантаження валів, напрямки навантаження.

Таблиця 2.1 Позначення деталей

| Найменування деталі | Скорочення назв деталей |
|---------------------|-------------------------|
| Вал зовнішній | ВВ |
| Вал середній | ВС |
| Водило | ВОД |
| Сферичний підшипник | СФ |
| Стінка 1 | Ст1 |
| Стінка 2 | Ст2 |
| Корпус кришки | К |
| Кривошип | КР |
| Шатун | ШАТ |
| Опорна шестерня | ОШ |

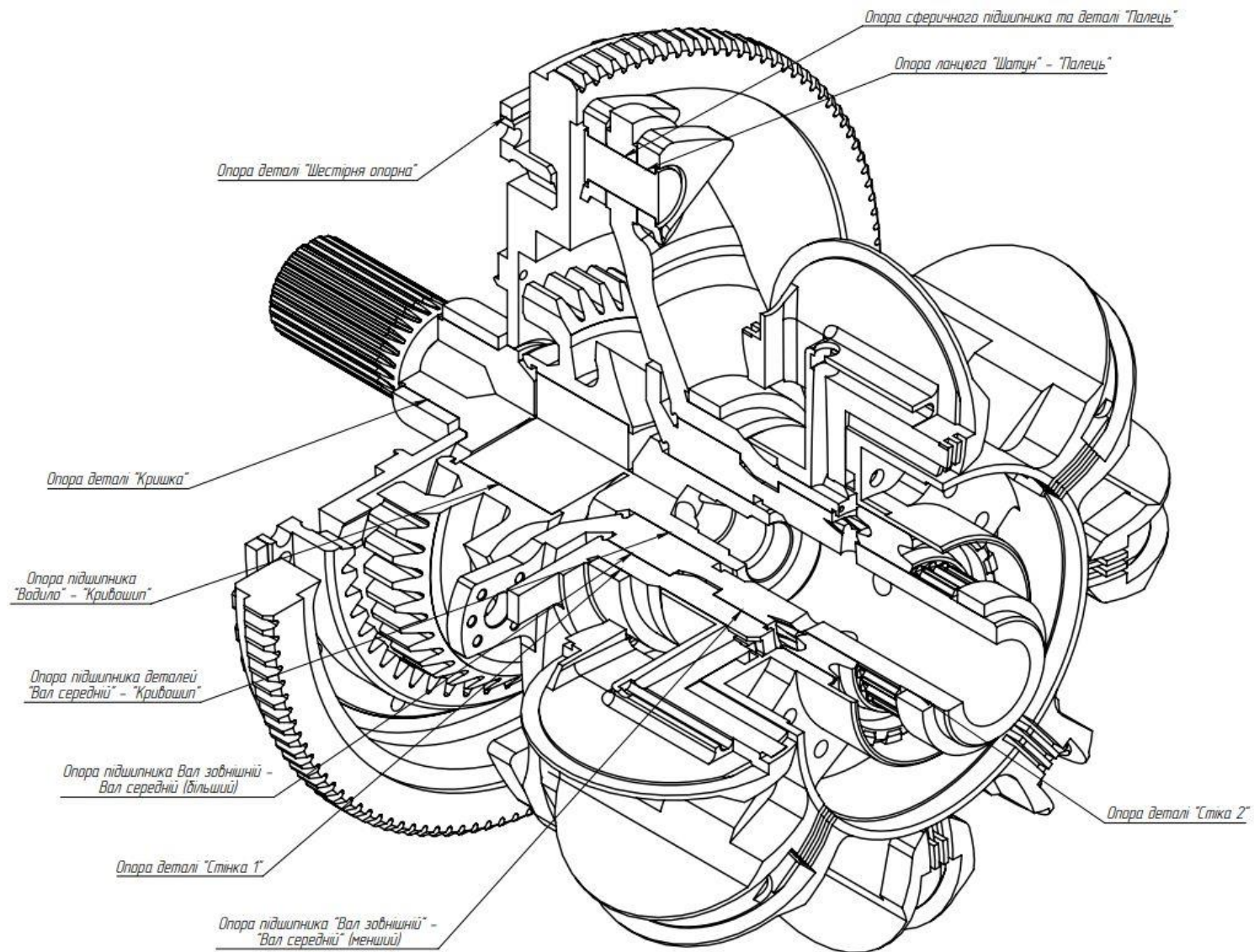


Рисунок 2.4 – Позначення деталей та підшипникових опор

Для спрощення моделі підшипникові опори замінені на тверді тіла (Рис 2.5), що являються частиною валів. Для простоти розуміння введемо скорочення назв деталей (табл. 2.1).

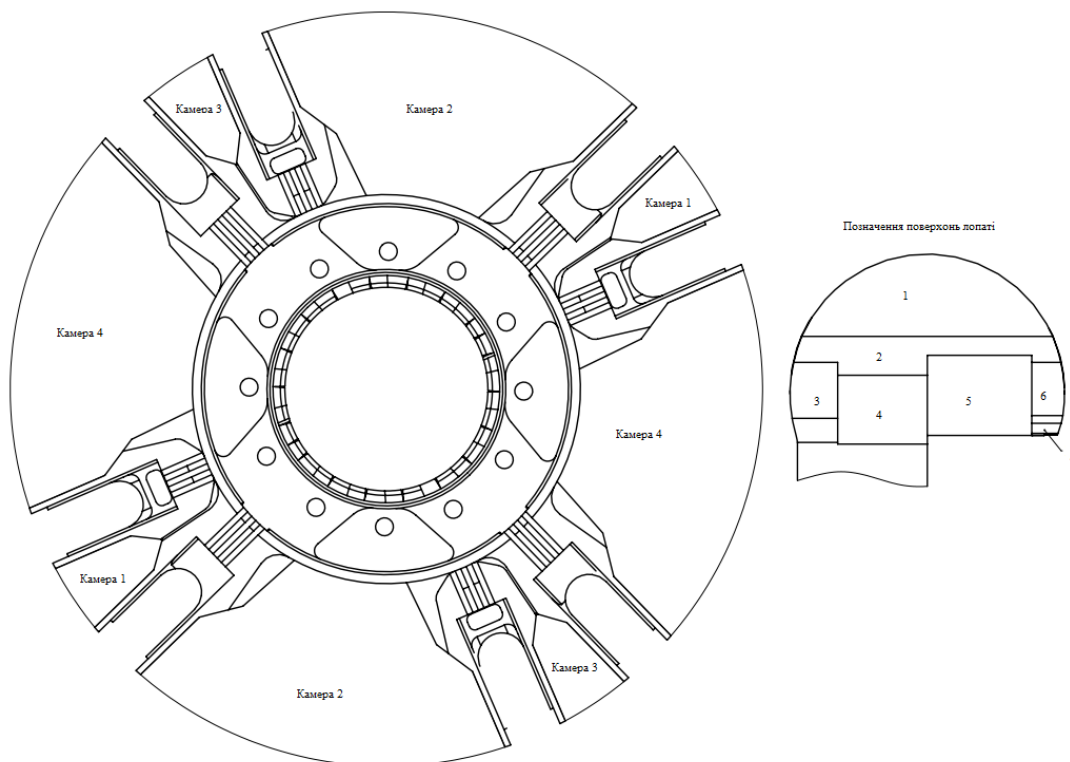


Рисунок 2.5 – Початкове положення роторів та позначення камер згоряння

Основні результати розрахунків у вигляді графіків зміни зусиль в опорах відносно часу наведено на рисунках 2.6-2.7. Також, для подальших розрахунків необхідно вивести графіки кутових швидкостей та прискорень валів.

Таблиця 2.2 Максимальні значення навантажень для ланцюгів

| Найменування ланюга | Варіант | Координата X | Координата Y |
|---------------------|---------|--------------|--------------|
| ВОД-СФ | 1 | 32807 | -9804 |
| | 2 | -32350 | 10112 |
| ВВ-СФ | 1 | -27269 | -4807 |
| | 2 | 26331 | 8553 |
| ВС-СФ | 1 | -27269 | -4808 |
| | 2 | 26331 | 8554 |
| ВОД-КР | 1 | -39763 | -27568 |
| | 2 | -19913 | -25277 |
| | 3 | 62977 | -53669 |

| Найменування ланюга | Варіант | Координата X | Координата Y |
|---------------------|---------|--------------|--------------|
| ШАТ-ВС | - | 27538 | 0 |
| ШАТ-ВВ | - | -27538 | 0 |

Навантаження на деталь Палець рівні половині значення максимального навантаження на розтяг/стиск деталі Шатун, що рівно 18 кН

Таблиця 2.3 Максимальні значення для підшипникових опор

| Найменування опори | Навантаження, Н |
|--------------------|-----------------|
| ОШ-К | 32653 |
| ВС-КР | 37055 |
| ВВ-ВС (більший) | 44308 |
| ВВ_ВС (менший) | 20584 |
| ВВ-Ст1 | 33260 |
| ВС-Ст2 | 15023 |
| КР-К | 38788 |

Значення кутових швидкостей та прискорень занесемо до табл. 2.4

Таблиця 2.4 Максимальні значення кутових швидкостей та прискорень

| Найменування деталі | Кутова швидкість, град/с | Кутове прискорення, м/с ² |
|---------------------|--------------------------|--------------------------------------|
| Вал зовнішній | 23970 | 13329914 |
| Вал внутрішній | 23970 | 13329914 |

Слід відмітити, що на графіках навантаження та реакцій, що виникають в опорах, явні різкі зміни в значеннях. В загальному випадку дані перемінні навантаження привели б до швидкого руйнування, але в даному випадку це не суттєво оскільки розрахунок, для спрощення, було проведено без врахування інерційних навантажень. Розрахунок з врахуванням моментів інерції деталей дасть більш гладку картину силових навантажень, але метою даного моделювання було визначення максимальних значень, а також напрямки їх розподілення, тому цього достатньо.

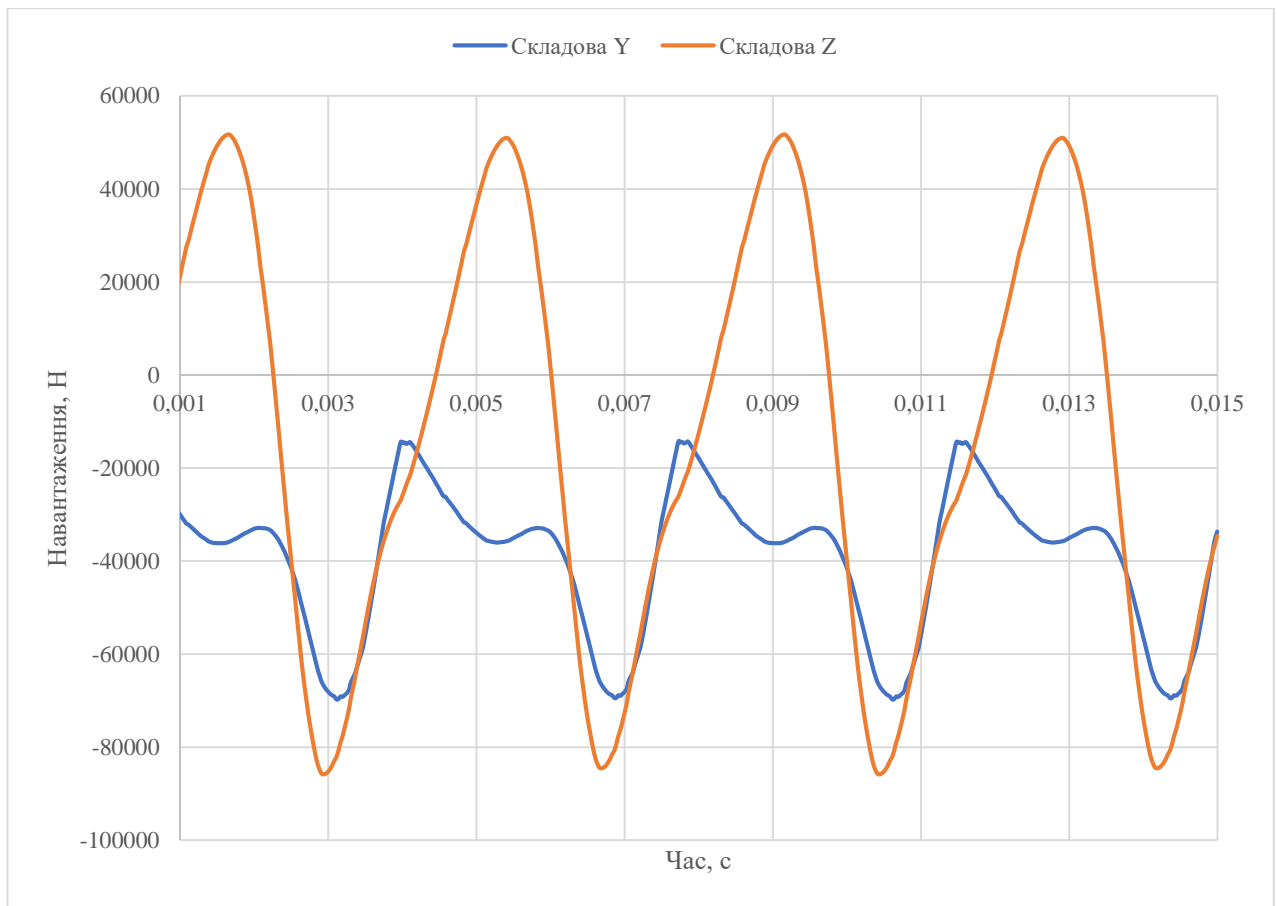


Рисунок 2.6 – Складові частини навантаження деталі «Кривошип»

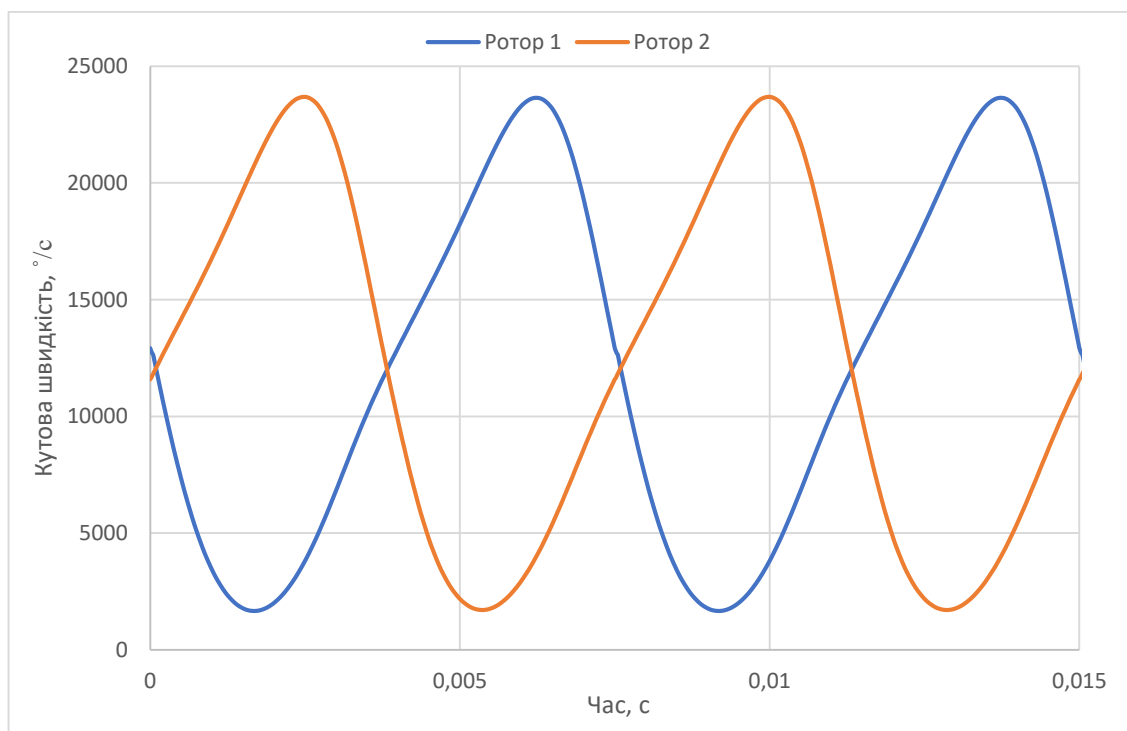


Рисунок 2.7 – Графік кутових швидкостей роторів

2.2.2 Визначення коефіцієнту динамічності

Оскільки на конструкцію діють навантаження, що змінюються з часом необхідно визначити чи встигне конструкція сприйняти та розподілити дані навантаження. Також це необхідно для визначення коефіцієнту динамічності, що дозволяє перейти від динамічних розрахунків до статичних, що значно зменшує навантаження. Для точного розуміння впливу на конструкцію навантажень необхідно провести розрахунок в модулі явної динаміки Explicit Dynamics [28] від Autodyne та порівняти його з напруженнями зі статичного розрахунку. Аналіз проведемо на деталі Ротор, адже дана деталь найбільш відповідальна і має саму складну конструкцію.

Деталь Ротор сприймає тиск в розмірі 5 МПа на стінки лопатей, що виникає в результаті термодинамічних процесів згорання паливно-повітряної суміші.

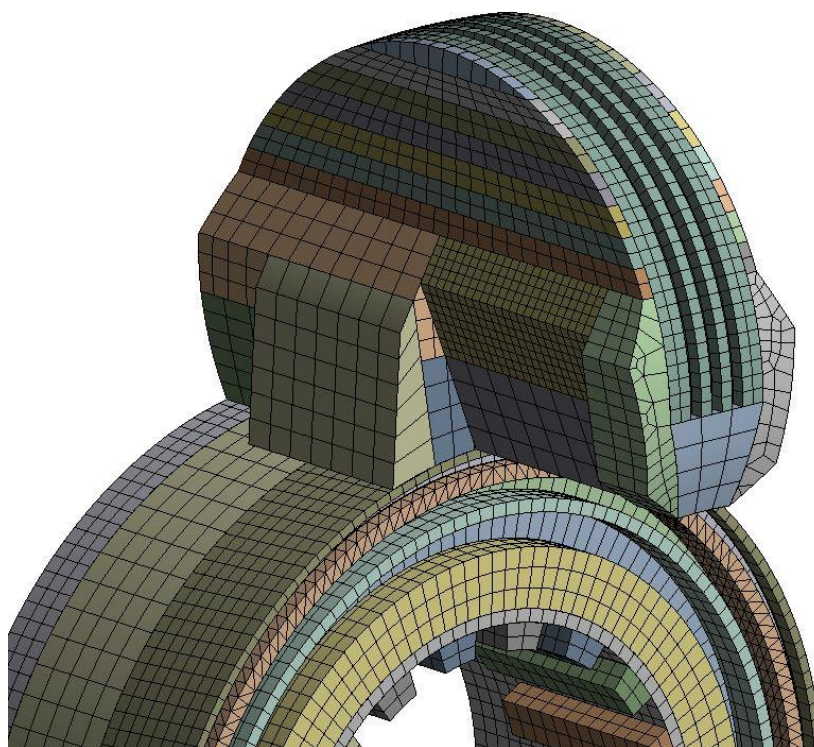


Рисунок 2.6 – Вигляд сітки кінцевих елементів для явного динамічного розрахунку.

Динамічне моделювання потребує характеристик матеріалів, що описують реакцію матеріалу на динамічні навантаження, а також його руйнування. Для даного типу розрахунку приймемо модель матеріалу Johnson-Cook.

Для спрощення розрахунку необхідно використовувати структуровану гексагональну сітку [6]. Для цього необхідно розбити деталь на менші прості геометричні елементи [2] (рис 2.6). Для елементів що не несуть значної відповідальності можливо використовувати більші елементи, для відповідальних відповідно розміри сітки мають бути меншими. В якості закріплення використовуємо жорстке закріплення на стінки прямобічних шліців. Результат розрахунку наведено на рисунку 2.7

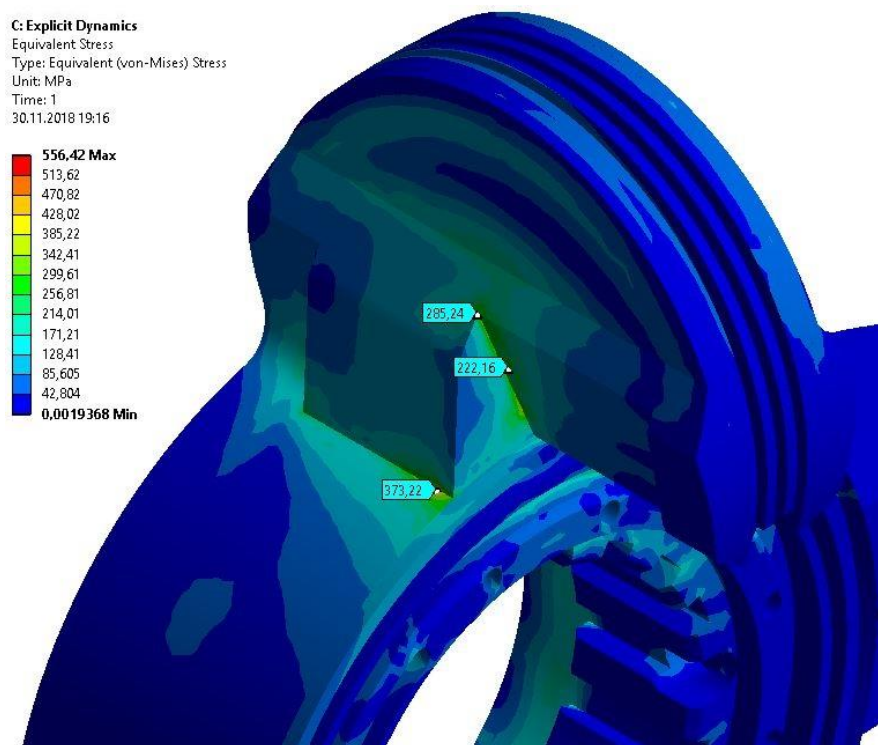


Рисунок 2.7 – Результат явного динамічного аналізу деталі Ротор

Після проведення даного розрахунку можливо визначити оберненим шляхом в статичному аналізі значення навантаження на стінку роторів. Такі ж напруження конструкція отримує при 6.5 МПа тиску, що діє на стінку. Тому приймемо коефіцієнт динамічності рівний 1.3.

За отриманим результатами моделювання необхідно зробити перерахунок розрахункових значень навантажень на опори та ланцюги деталей силового механізму. Значення динамічних навантажень в ланцюгах представлено в табл.

2.5 Значення динамічних навантажень на підшипникові опори представлено в табл. 2.6.

Таблиця 2.5 Значення динамічних навантажень для ланцюгів

| Найменування ланюга | Варіант | Координата X, Н | Координата Y, Н |
|---------------------|---------|-----------------|-----------------|
| ВОД-СФ | 1 | 42649 | -12746 |
| | 2 | -42055 | 13146 |
| ВВ-СФ | 1 | -35450 | -6250 |
| | 2 | 34230 | 11120 |
| ВС-СФ | 1 | -35450 | -6250 |
| | 2 | 34230 | 11120 |
| ВОД-КР | 1 | -51692 | -35839 |
| | 2 | -25887 | -32860 |
| | 3 | 81870 | -69770 |
| ШАТ-ВС/ШАТ-ВВ | 1 | 35800 | 0 |
| | 2 | -35800 | 0 |

Таблиця 2.6 Значення динамічних навантажень для підшипникових опор

| Найменування опори | Навантаження, Н |
|--------------------|-----------------|
| ОШ-К | 42449 |
| ВС-КР | 48172 |
| ВВ-ВС (більший) | 57601 |
| ВВ_ВС (менший) | 26760 |
| ВВ-Ст1 | 43238 |
| ВС-Ст2 | 19530 |
| КР_К | 50425 |

2.2.3 Визначення граничних умов щодо переміщень деталей

Для визначення вихідних умов, щодо максимальних переміщень осьових точок посадочних поверхонь спряжених деталей, необхідно визначити максимальний та мінімальний об'єм камери згорання, та встановити яке переміщення відповідає відхиленню від середнього об'єму в 3%. Для початку побудуємо модель, що відповідає камері згорання, та повторює початкові геометричні форми деталей Ротор (рисунок 2.8), та визначимо максимальний та мінімальний об'єми що відповідають кутам зведення лопатей та максимального розведення лопатей, 25.51 та 69.22 градусів відповідно. Отже максимальний

об'єм $V_{\max} = 382194.67 \text{ мм}^3$, а мінімальний об'єм $V_{\min} = 66175.4 \text{ мм}^3$. Також визначимо об'єм, що відповідає повороту лопаті на 1° . $V_1 = 9.371 \text{ мм}^3$.

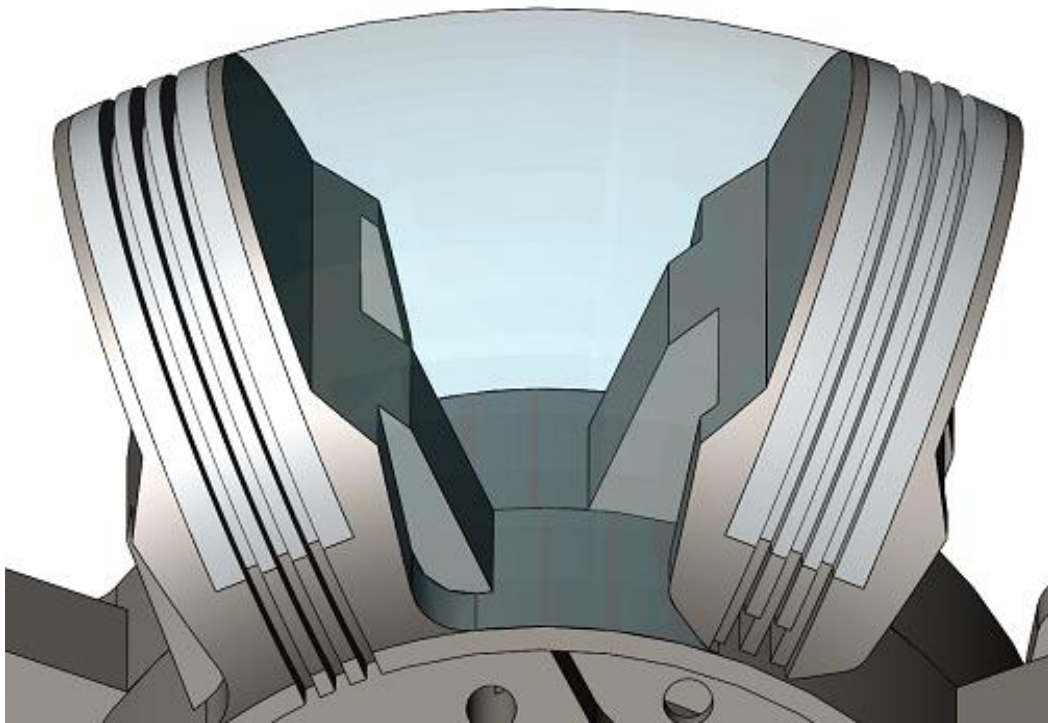


Рисунок 2.8 – Геометрія камери згорання

Визначимо середній об'єм, та об'єм що відповідає 3% відхилення:

$$V_{3\%} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \cdot 0.03 = 6725.52 \text{ мм}^3$$

За пропорцією визначимо на який кут необхідно повернути ротор, щоб об'єм змінився на 3% $\alpha_{3\%} = 0.71^\circ$. Також необхідно визначити довжину хорди на радіусі що відповідає плечу важелів силових валів, відповідно до кута відхилення. До цього ж необхідно врахувати, що переміщення осей спряжених деталей будуть проходити вздовж вектору максимального значення сил, що розраховано в попередніх пунктах. Визначимо довжину хорди що відповідає куту максимально допустимого відхилення та реальне значення відхилення вздовж вектору сили.

$$L = \frac{\pi \cdot R \cdot \alpha_{3\%}}{180} = 1.48 \text{ мм}$$

$$L_{\max} = L \cdot \arccos \left(\frac{X}{\sqrt{X_{\max}^2 + Y_{\max}^2}} \right) = 1.55 \text{ мм}$$

Дане відхилення відповідає ланцюгам деталей Водило – Шатун – Вал зовнішній (Вал середній). Розподілимо максимально допустимі значення за важливістю, складністю виготовлення та забезпеченню міцності та приймемо наступні параметри, що відповідають переміщенням вздовж вектору сили:

- Вал зовнішній (Вал середній) 0.65 мм;
- Водило 0.65 мм;
- Шатун 0.25 мм;
- Кривошип 0.60 мм;

2.2.4 Підбір підшипників механізму силового розподілення

Згідно схеми силового механізму (рис. 1.2) та розрахунків, що наведені в пункті 2.21 необхідно підібрати підшипники за ресурсом, характеристиками навантаження та кутовими швидкостями (частотами обертання).

Для ланцюгів ВОД-СФ, ВВ-СФ ВС-СФ доцільно прийняти сферичні підшипники ковзання. Сферичні підшипники ковзання працюють на невеликих швидкостях, мають велику вантажопідйомність, а також уникнуть додаткових згинних моментів в опорах за рахунок деформації важелів.

Вали ВВ, ВС згідно схеми мають «телескопічну» конструкцію (вали базуються один в одному), тому для економії радіального простору та відсутності осьових навантажень в опорах використовуємо голкові підшипники. Для уникнення виникнення додаткових згинних моментів ВС базується на ВВ за допомогою двох підшипників.

Обертання водила на кривошипі відбувається за допомогою пари підшипників, сферичного та радіального підшипника (для уникнення обертання в радіальному напрямку), при чому в місці біля важеля базуємо сферичний

підшипник, а біля вінця зубчастого колеса радіальний підшипник. Таким чином відбувається врівноважене навантаження підшипників. Оскільки найбільше навантаження переноситься через важіль, і лише його частка приходить на зубчастий вінець.

Для уникнення виникнення додаткового згинаючого моменту, а також додаткового дисбалансу, за рахунок значних деформацій, вал ВС базується відносно корпусу Ст2 за допомогою радіального підшипника.

Кривошип з ВС також мають телескопічну будову, як видно з додатків. Деталь кривошип не сприймає осьового навантаження, саме тому доцільно використати

Кріплення всього силового механізму передбачено два підшипники: сферичний підшипник кочення, що встановлюється в корпусі К, а також радіальний підшипник кочення, що встановлено в корпусі Ст1 через посадку на валу ВВ. Сферичний підшипник в корпусі К необхідний для самоцентрування у випадку значної деформації конструкції.

Також необхідно врахувати, що підшипники в ланцюгах ВВ_ВС (менший), ВС-Ст2 необхідно вибирати з ущільненням, для уникнення проникання охолоджувальної рідини в силовий механізм. В повній мірі система охолодження буде розглянута в подальших розділах.

Інформацію про прийняті підшипники заносимо до табл. 2.7

Таблиця 2.7 Зведена таблиця підшипникових опор

| Тип | Найменування | Динамічне навантаження Н | Нормальна частота обертання, об/хв | Зовнішній діаметр D, мм | Внутрішній діаметр d, мм | Ширина B, мм |
|--------------------------------------|---------------|-----------------------------|---------------------------------------|----------------------------|-----------------------------|--------------|
| Сферичний підшипник ковзання [18] | GE 17 TXGR | 60000 | 1000 | 30 | 17 | 14 |

| Тип | Найменування | Динамічне навантаження Н | Нормальна частота обертання, об/хв | Зовнішній діаметр D, мм | Внутрішній діаметр d, мм | Ширина B, мм |
|--|---------------|-----------------------------|---------------------------------------|----------------------------|-----------------------------|--------------|
| Роликopідшипник голковий з одним зовнішнім штампованим кільцем [7] | HK 3038 ZW | 79000 | 15000 | 37 | 30 | 38 |
| Роликopідшипник голковий з одним зовнішнім штампованим кільцем та манжетним ущільненням з обох боків [7] | HK 5024-2RS | 63000 | 11000 | 50 | 58 | 24 |
| Роликopідшипник голковий з одним зовнішнім штампованим кільцем [7] | HK 5528 | 103000 | 9000 | 55 | 63 | 28 |
| Роликopідшипник радіальний сферичний двохранний [7] | 22207-E1 | 88000 | 10000 | 72 | 35 | 23 |
| Роликopідшипник радіальний сферичний двохранний [18] | 22208-E1 | 101000 | 9500 | 80 | 40 | 23 |
| Шарикopідшипник радіальний | 6208 | 29000 | 9500 | 80 | 40 | 18 |
| Шарикopідшипник радіальний з ущільненням [7] | 61909-2RSR | 20000 | 8900 | 68 | 45 | 12 |
| Шпиндельний підшипник [7] | B71916-ET-P4S | 63000 | 15000 | 110 | 80 | 16 |

2.2.5 Оптимізація форми деталей механізму силового розподілення за критеріями міцності та зменшенням маси

Конструювання та оптимізація форми потребує ітеративного підходу до вирішення цього питання. На першому етапі необхідно проаналізувати існуючу модель, що була розроблена на основі міркувань міцності, та забезпечення умов працездатності механізму. Для розширення функціоналу силового механізму кривошипний вал був подовжений для обертання масляного насосу високого тиску. Також між Валом середнім та кривошипним валом було встановлено

додаткову опору – голковий підшипник, для запобігання виникнення додаткових згинних моментів на кривошипному валу.

Перший варіант конструкції зображено на рисунку 2.9

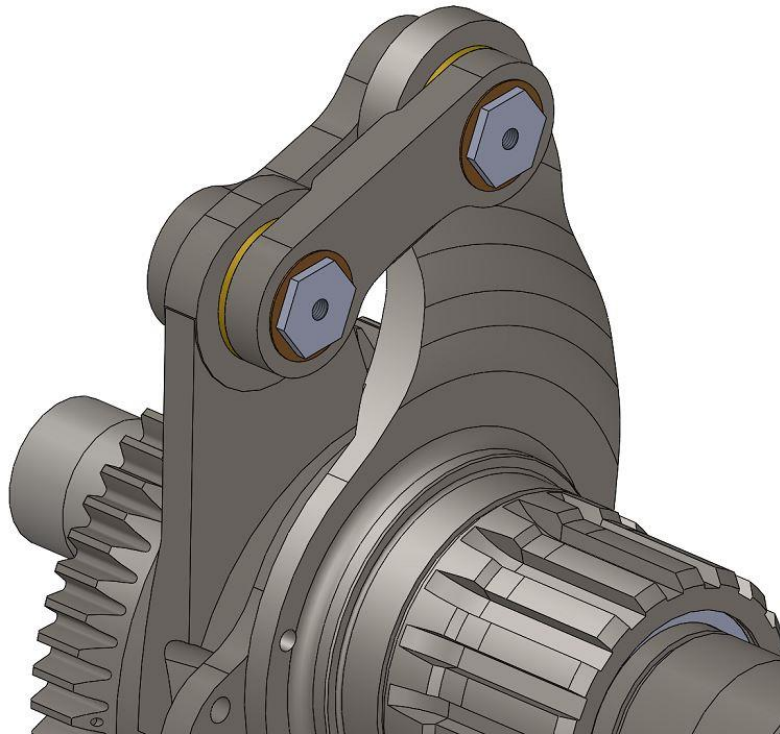


Рисунок 2.9 – Загальний вигляд силового механізму (варіант 1)

Примітно, що даний силовий механізм має кривошипний вал цільної конструкції за рахунок збільшених підшипникових опор шатунної шийки. Також в даному варіанті шатуни, що сполучають ВВ та ВОД не є однаковими, це викликано тим, що важіль ВОД знаходиться в площині обертання, а важелі ВВ та ВС огинають його. Дане конструктивне рішення може призвести до виникнення додаткових згинних моментів. Тому в подальшому необхідно знайти таке конструктивне рішення, що дозволить позбавитись несиметричності шатунів.

Також відмітимо те, що передача крутного моменту від деталі Ротор до деталі ВС відбувається за рахунок закріплювальної втулки [53]. Слід зазначити, що за технічними характеристиками деталь втулка не дає необхідного запасу міцності, що в подальшому може негативно вплинути на ресурс двигуна.

Проведемо розрахунки та визначимо критичні моменти й недоліки конструкції. Результати розрахунків наведені на рисунках 2.11 – 2.29. Також складемо зведену таблицю результатів (таблиця 2.7).

Водило: Згідно попередніх розрахунків (пункт 2.1.3), дана деталь має максимальні навантаження двох варіантів, що поперемінно діють на важелі деталі. Для спрощення розрахунку, оскільки деталь має два важелі, які поперемінно однаково навантажуються, можливо прикласти кожен з варіантів навантаження до різних важелів, що дозволить знизити кількість ітерацій в розрахунку.

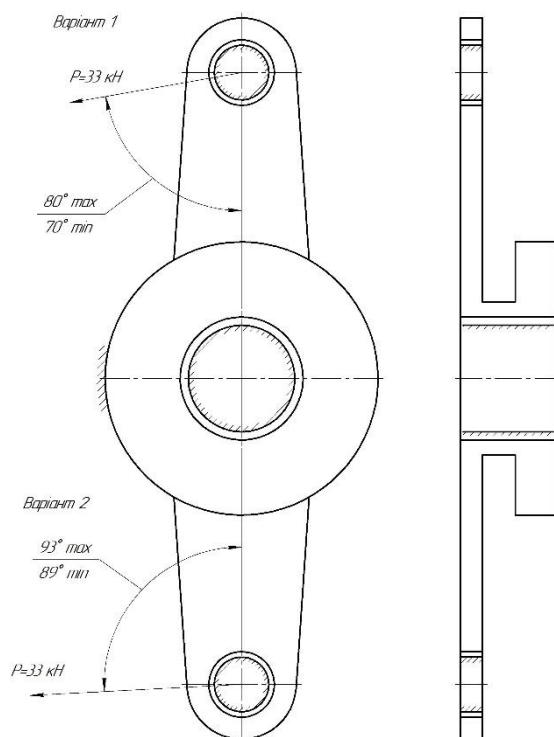


Рисунок 2.10 – Граничні умови деталі «Водило»

Також для спрощення розрахункової сітки, напруження в зубчастому вінці не беруться до уваги, адже моделювання евольвенти потребує неявного динамічного аналізу, та якісної сітки що потребує великих ресурсів. Зубчатий вінець розрахуємо окремо, аналітичним методом. Граничні умови зображено на рисунку 2.10. Результат аналізу зображено на рисунку 2.11.

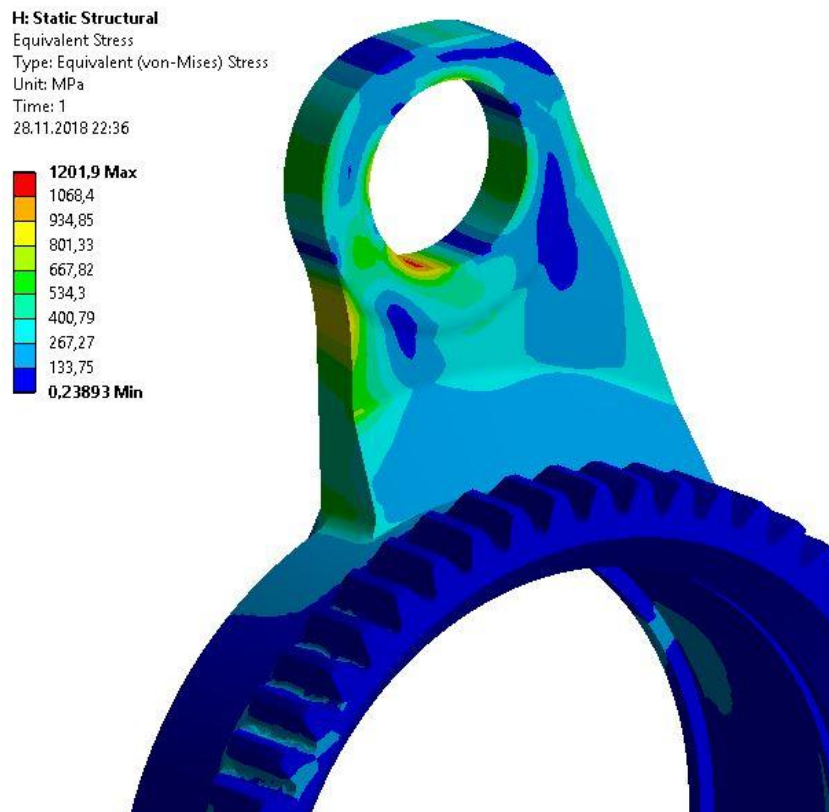


Рисунок 2.11 – Епюра моментів деталі «ВОД»

Як видно з епюри моментів рисунки 2.11 деталь має підвищені напруження на перерізі шийки посадочного отвору, а також біля основи важеля.

Вал зовнішній: Дана деталь, згідно попередніх розрахунків сприймає перемінні навантаження (рис 2.12), що діють несиметрично відносно осі важеля, відповідно і важіль даної деталі має несиметричну будову. Жорстке закріплення прикладено до бокових поверхонь шліців, а циліндричні опори прикладено до внутрішніх та зовнішніх посадочних поверхонь під підшипники. Силу що діє на шийку важеля, прикладаємо в якості розподіленого навантаження у формі параболи. Підбір точних розмірів шліців буде проведено в подальшому, аналітичним способом.

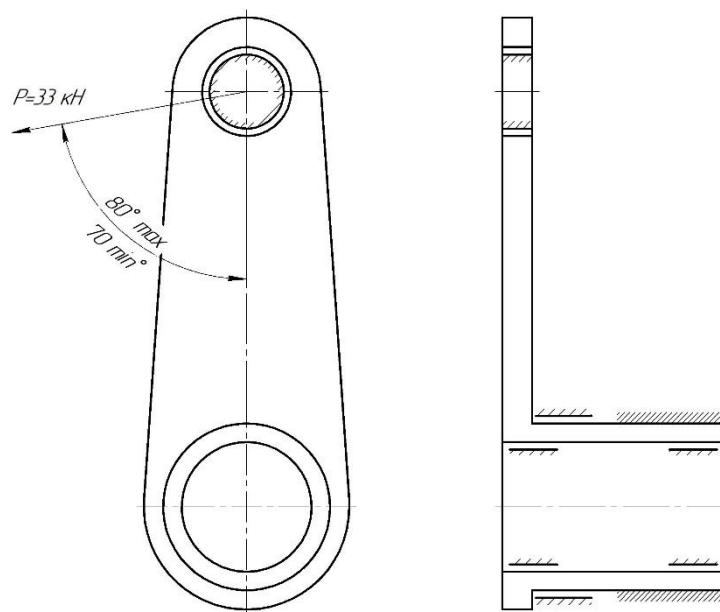


Рисунок 2.12 – Граничні умови деталі «ВВ»

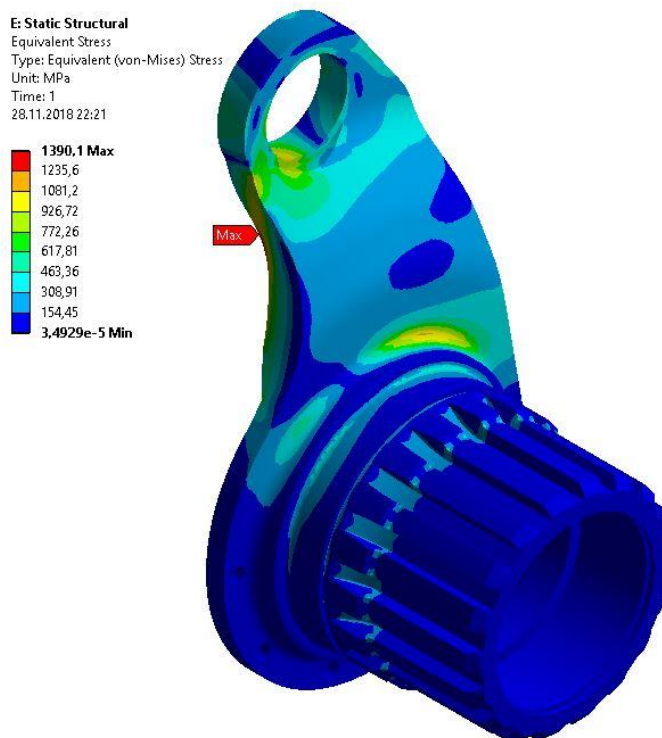


Рисунок 2.13 – Епюра напружень деталі «ВВ»

Як видно з епюри напружень (рис 2.13) деталь має максимальні напруження в зоні важеля, що найбільш деформується, тобто деталі не вистачає жорсткості конструкції.

Вал середній: Дана деталь сприймає навантаження аналогічно до деталі Вал зовнішній, з тією відмінністю, що даний вал має більше підшипникових опор, а також передача крутного моменту здійснюється не через шліцьове з'єднання, а через з'єднання, що працює через тертя (рис 2.14).

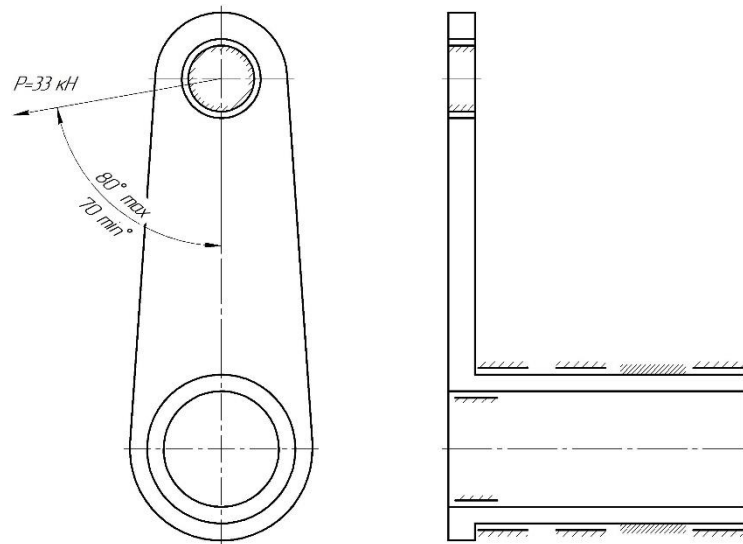


Рисунок 2.14 – Граничні умови деталі «ВС»

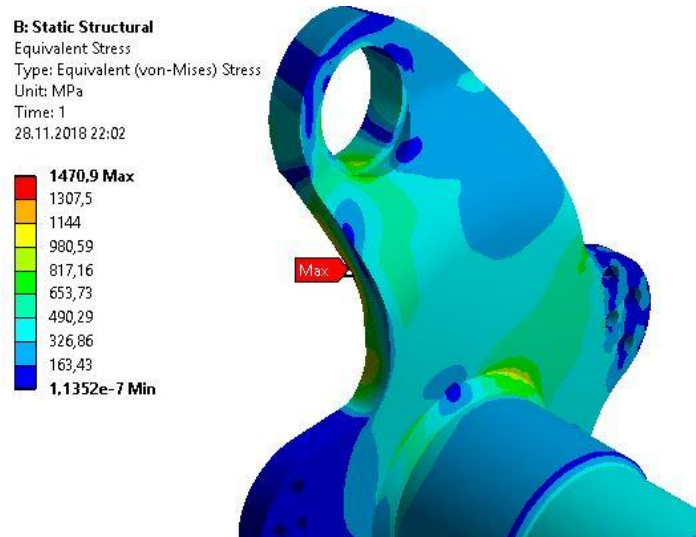


Рисунок 2.15 – Епюра напружень деталі «ВС»

Як видно з епюри напружень (рис 2.15) деталь ВС має аналогічні до деталі ВВ проблеми – їй не достатньо жорсткості. Тому в подальшому необхідно збільшити жорсткість нарощуванням матеріалу, створенням ребра жорсткості.

Кривошип: Дана деталь сприймає навантаження, що діють з однієї сторони але під різними кутами, тому виділимо критичні точки навантаження та кути їх дії відносно вісі шатунної шийки. Схема навантажень та закріплень зображена на рисунку 2.16 Як видно зі схеми, на шатунних шийках валу знаходяться циліндричні опори – підшипники, а жорстке закріплення прикладено на місце зйому крутного моменту. Визначення типу з'єднання для зйому крутного моменту проведемо в подальших пунктах аналітичним методом.

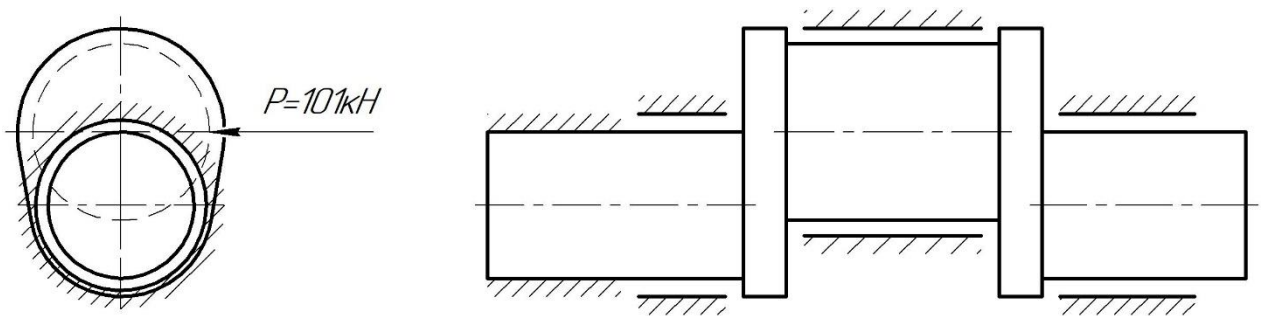


Рисунок 2.16 – Граничні умови деталі «Кривошип»

Як видно з епюри моментів (рис 2.17), деталь Кривошип має високі напруження на кручення в місці зйому крутного моменту, тому діаметр даної шийки необхідно збільшити відповідно до розмірів підшипників прийнятих в попередніх пунктах.

Палець: Деталь палець знаходиться під дією гармонічними знакоперемінними навантаженнями різнонаправленої дії.

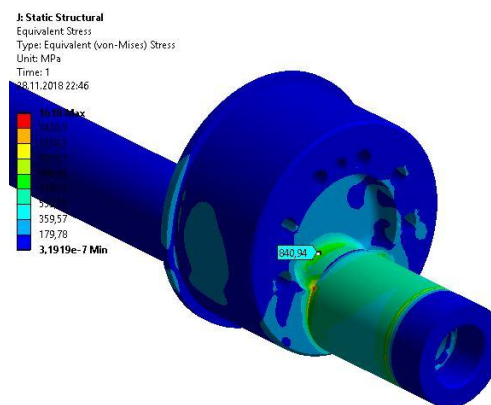


Рисунок 2.17 – Епюра напружень деталі «Кривошип»

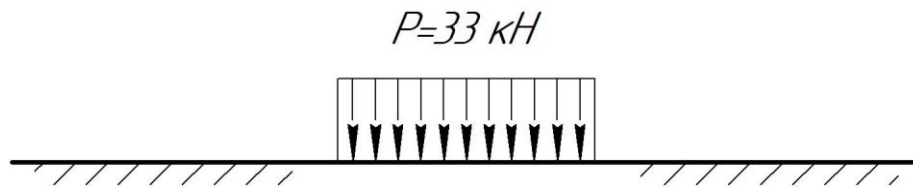


Рисунок 2.18 – Граничні умови деталі «Палець»

Під дією сил (рис. 2.18) дана деталь, в основному, працює на зріз. Тому для простоти розрахунку скористаємось методикою визначення дотичних напружень на зріз, та визначимо діаметр отвору пальцю. Попередньо визначимо допустимі напруження виходячи з межі витривалості матеріалу, та коефіцієнту запасу міцності [21]:

$$[\tau_{cp}] = \frac{\sigma_T \cdot 0,58}{2 \cdot 2} = \frac{2100 \cdot 0,58}{2 \cdot 2} = 217,5 \text{ МПа}$$

Напруження на зріз розраховуються за формулою:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{A_{cp}} \leq [\tau_{cp}]$$

З данної формули визначимо необхідну площу поперечного перерізу:

$$A_{cp} = \frac{Q}{[\tau_{cp}]} = \frac{36000}{217,5} = 165,51 \text{ мм}^2$$

Площа поперечного перерізу трубчатого тіла знаходиться за формулою:

$$A_{cp} = 2 \cdot (\pi \cdot R^2 - \pi \cdot r^2)$$

З даного виразу знайдемо радіус отвору:

$$r = \sqrt{\frac{\pi \cdot R^2 - \frac{A_{cp}}{2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 8,5^2 - \frac{165,51}{2}}{\pi}} = 6,77 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр отвору 13 мм. Оскільки деталь являється збірною, необхідно розмістити заглушку таким чином, щоб вона не збільшувала поперечний переріз місця, що працює на зріз (рисунок 2.19 лініями позначено переріз, що працює на зріз).

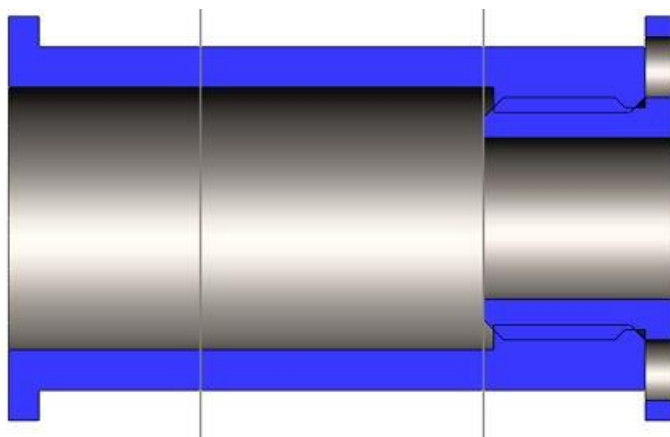


Рисунок 2.19 – Деталь палець в розрізі

Таблиця 2.8 Результати розрахунків на міцність (варіант 1)

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектора дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 934 | 0,50 |
| | 2 | 801 | 0,51 |
| ВВ | 1 | 1390 | 1,68 |
| | 2 | 1136 | 1,34 |
| ВС | 1 | 1471 | 3,12 |
| | 2 | 1052 | 2,65 |
| КР | 1 | 1618 | 0,87 |
| | 2 | 1450 | 0,75 |
| | 3 | 1327 | 0,74 |

Як видно з таблиці 2.7 деталі не відповідають заданим параметрам жорсткості та міцності, тому необхідно переглянути дану конструкцію на предмет зміщення площини обертання та використання важелів що мають форму схожу до сферичної.

Варіант 2: Особливістю другого варіанту є – зміна форми важеля деталі Водило. Важіль виконано у сферичній формі для збільшення жорсткості та розподілення напружень по всій поверхні важеля. Дане конструктивне рішення

дозволяє змістити важіль деталі ВС у площину обертання, а також зменшити плече деталі ВВ вздовж осі. Найбільш напружені поверхні важелів деталей ВВ та ВС виконані в дугоподібній формі для керування найбільшими напруженнями. Таким чином максимальні напруження розподіляються вздовж всієї поверхні.

Проведемо розрахунки та визначимо критичні моменти й недоліки конструкції. Результати розрахунків наведені на рисунках 2.21 – 2.25. Також складемо зведену таблицю результатів (таблиця 2.8).

Другий варіант конструкції зображено на рисунку 2.20

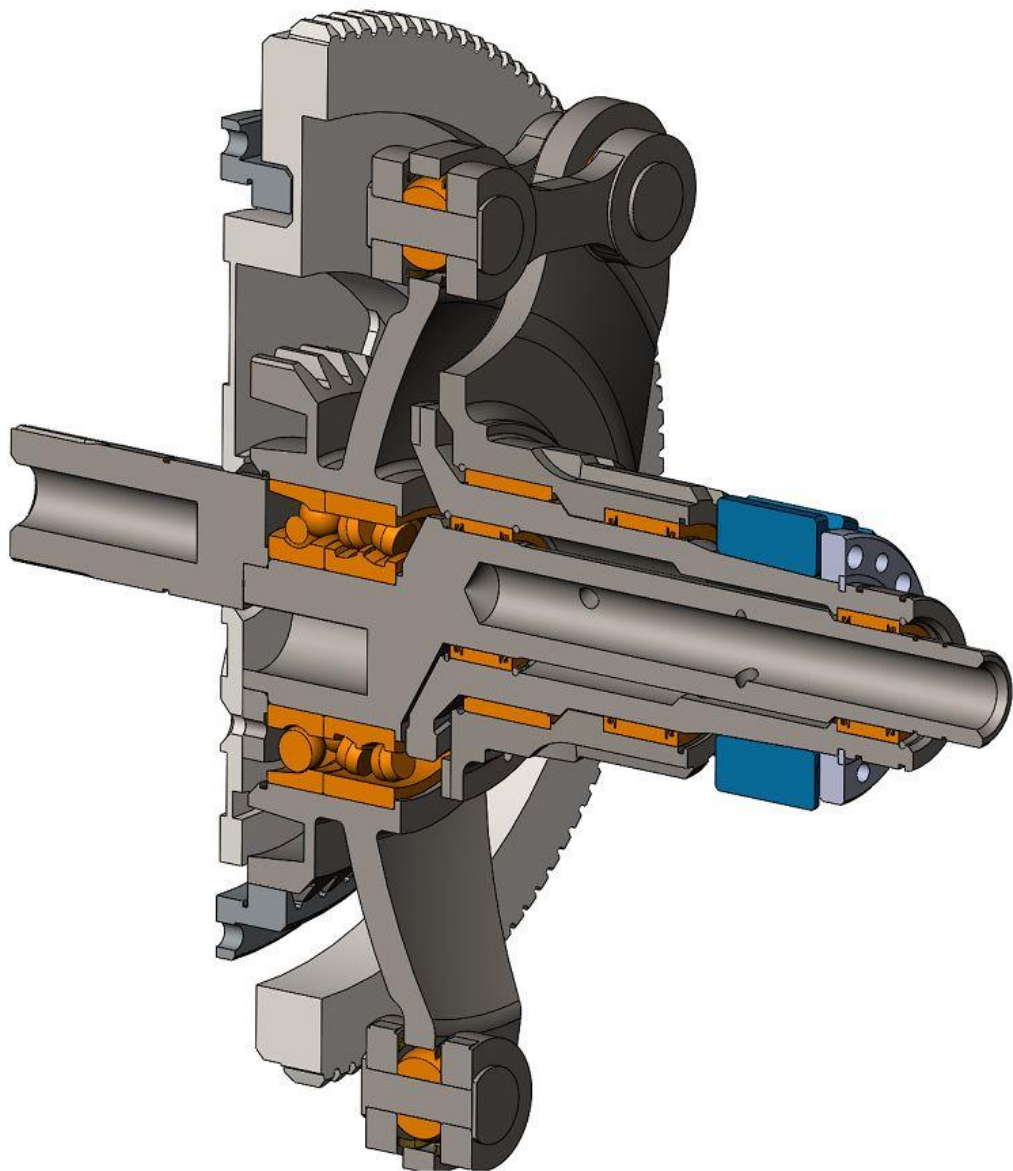


Рисунок 2.20 – Загальний вигляд силового механізму (варіант 2)

Також в даному варіанті замінено тип втулки, що сполучає деталі ВС та Ротор. Крутний момент від деталі Втулка до деталі ВС передається за рахунок конічної посадки з натягом.

Водило: Як видно з епюри напружень (рис 2.21) даної деталі, максимальні значення приходяться на зовнішні торцеві поверхні важеля через недостатню жорсткість та збільшені переміщення.

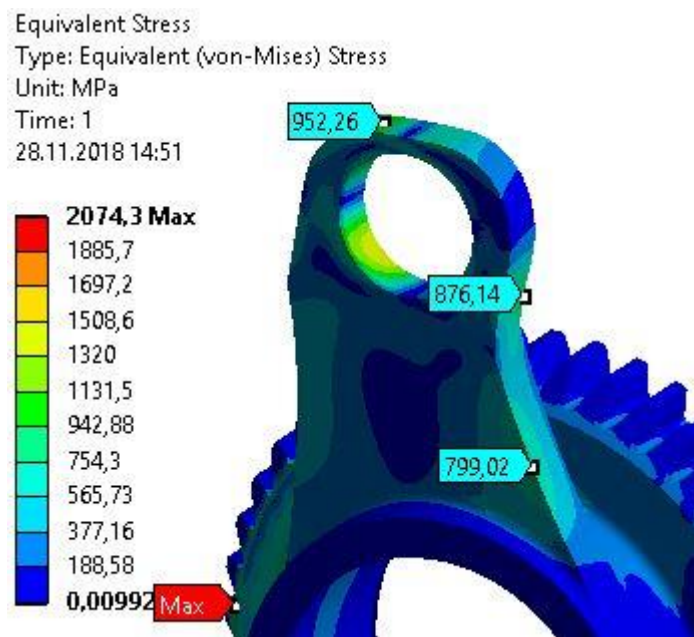


Рисунок 2.21 – Епюра напружень деталі «Водило»

Вал зовнішній: На епюрі напружень відображено (рис 2.22) максимальні напруження в місці контакту підшипникової опори, що допустимо, адже показники міцності на даних поверхнях регламентуються твердістю. Щодо важеля деталі, то максимальні напруження не перебільшують 750 МПа, що краще ніж в попередньому варіанті, але не достатньо для кінцевого результату.

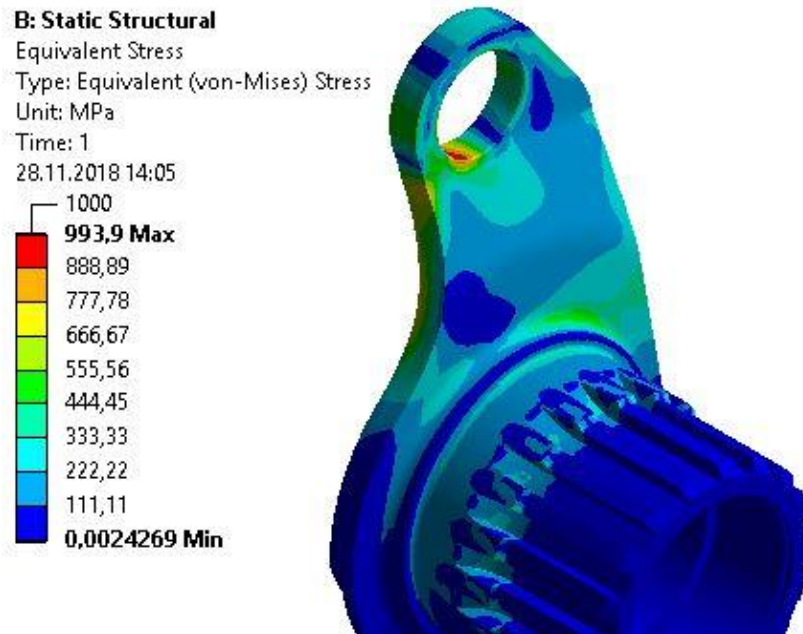


Рисунок 2.22 – Епюра напружень деталі «Вал зовнішній»

Вал середній: На епюрі моментів (рис 2.23) зображено, що хоч зона максимальних напружень на торцевій поверхні важеля стала більшою, в порівнянні з попереднім варіантом, але не достатньо, через малий радіус кривизни поверхні.

F: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

28.11.2018 14:23

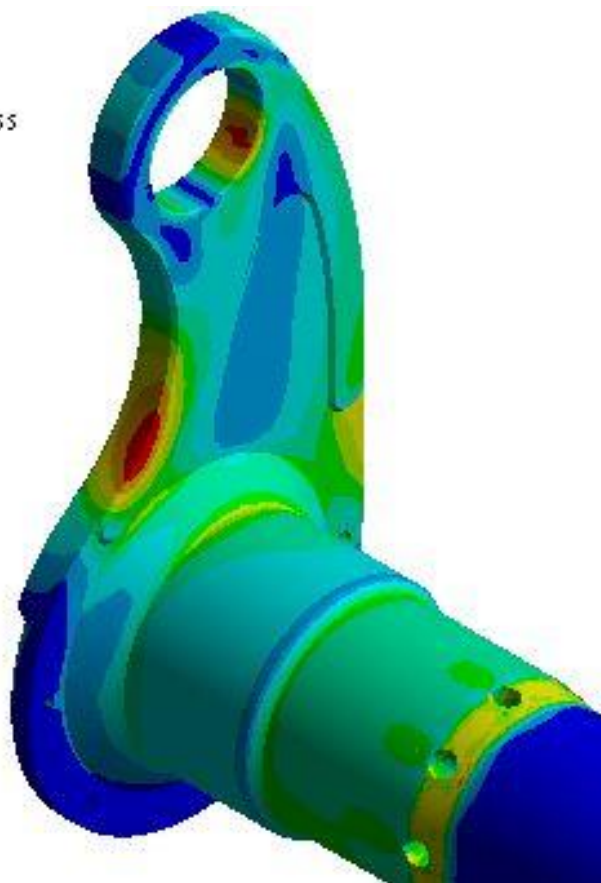
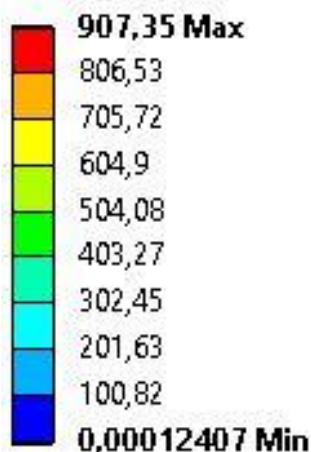


Рисунок 2.23 – Епюра напружень деталі «Вал середній»

В подальшому необхідно прийняти міри щодо збільшення простору конструювання для основних деталей, що в свою чергу дозволить збільшити жорсткість деталей, а разом з цим і міцнісні характеристики.

Кривошип: За епюрою моментів (рис 2.24) видно основний недолік даної складної конструкції – мала зона контакту, що призводить до утворення додаткових згинних моментів. Необхідно в подальшому передбачити таку конструкцію, яка забезпечить найбільший контакт спряжених поверхонь та уникне розімкнення торцевих поверхонь у вигляді отворів.

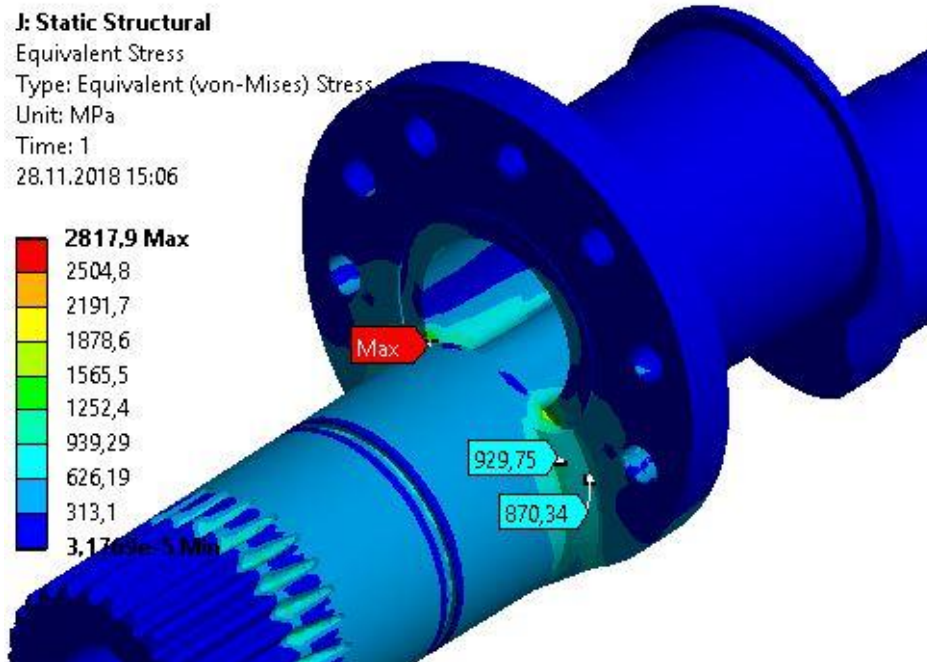


Рисунок 2.24 – Епюра напружень деталі «Кривошип»

Для розрахунку міцнісних характеристик деталі втулка необхідно визначити вихідні умови, а саме: осьове зусилля затиску. Коефіцієнт тертя приймаємо рівний 0,15. Кут конусу становить 1.8° . Крутний момент, що передається через даний вузол становить 4110 Н·м. Також для розрахунку зусилля затиску необхідно врахувати середній діаметр конусу [3]:

$$D_m = \frac{D + d}{2} = \frac{47.04 + 45.15}{2} = 46.095 \text{ мм}$$

$$F = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K \cdot (\operatorname{tg}(a) + f)}{f \cdot D_m} = \frac{2 \cdot 4110 \cdot 10^3 \cdot 1.3 \cdot (\operatorname{tg}(1.8) + 0.15)}{0.15 \cdot 46.095} = 280394 \text{ Н}$$

Для подальшого розрахунку методом кінцевих елементів необхідно врахувати контакт між деталями Вал середній та Втулка, з коефіцієнтом тертя, що був зазначений вище. Жорстке кріплення прикладаємо до торцевої частини канавки, в яку опирається затискне кільце. Розподілене навантаження прикладаємо на поверхні, «сліди» контакту, гвинтів.

L: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 29.11.2018 6:52

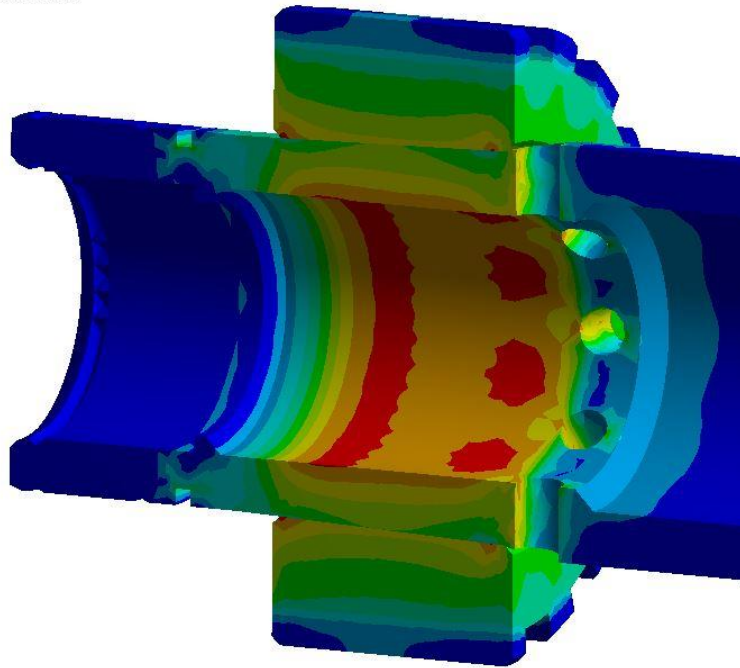
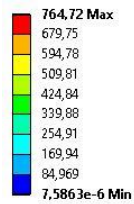


Рисунок 2.25 – Епюра напружень деталі «Втулка» при монтуванні

Як видно з епюри напружень деталь «Втулка» та деталь «Вал середній» не відповідають заданим вимогам міцності. Тому при використанні даного конструктивного рішення, вузол буде мати зменшений ресурс.

Таблиця 2.9 Результати розрахунків на міцність (варіант 2)

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектора дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 916,7 | 1,28 |
| | 2 | 952 | 1,14 |
| ВВ | 1 | 777 | 0,97 |
| | 2 | 668 | 0,81 |
| ВС | 1 | 892 | 2,23 |
| | 2 | 907 | 2,18 |
| КР | 1 | 2817,9 | 0,97 |
| | 2 | 2515 | 0,88 |
| Втулка | 3 | 2051 | 0,74 |
| | 1 | 764 | 3,48 |

Варіант 3: Особливістю даного варіанту є змінення міжцентрової відстані деталі Шатун (на 10 мм), що дозволяє збільшити простір для конструювання (рис. 2.26). За рахунок цього повернемо важіль деталі ВОД в площину обертання механізму, та збільшимо «ребра жорсткості» важелів деталей ВОД, ВВ та ВС. При цьому деталі ШАТ (оранжевого кольору) виконані симетрично відносно площини обертання, також шийки шатуна повернуті відносно площини симетрії для підвищення міцнісних характеристик важелів деталей ВВ, ВС та уникнення інтерференції.

Також особливістю даного варіанту є заміна конусної посадки деталі втулка на евольвентне шліцьове з'єднання (деталь синього кольору). Дане рішення збільшує витрати на виробництво, за рахунок підвищення точності позиціювання та оброблення шліцьових поверхонь, але дозволяє компенсувати дані витрати за рахунок підбору матеріалу з меншою вартістю.

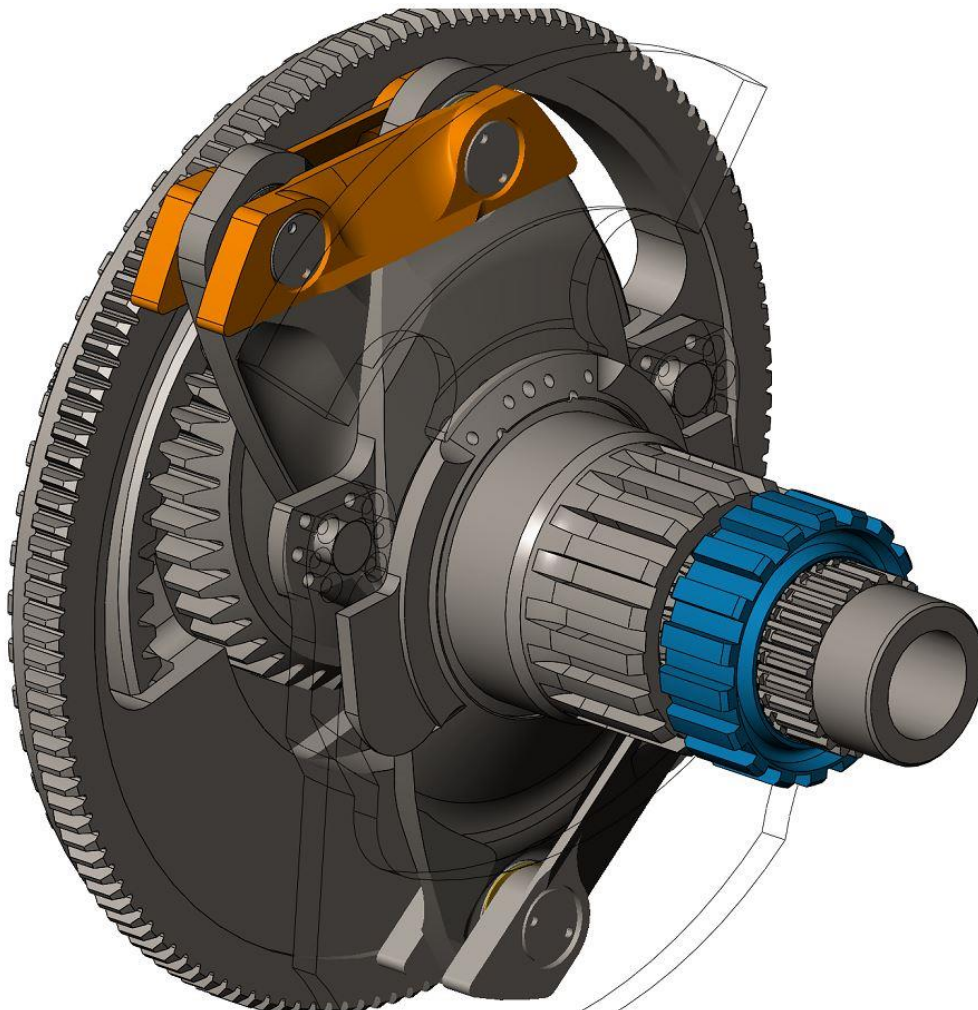


Рисунок 2.26 – Загальний вигляд силового механізму (варіант 3)

Втулка: Для початку необхідно провести проектний розрахунок для визначення достатньої довжини шліцевого прямобічного та евольвентного з'єднання на деталі Втулка та деталі Вал зовнішній відповідно. Для початку визначимо достатню довжину прямобічного шліцевого з'єднання, з урахуванням матеріалу з межею міцності на зминання 240 МПа [12].

$$L = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K}{[\sigma_{зм}] \cdot D_c \cdot z \cdot h \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 4110 \cdot 10^3 \cdot 1.5}{240 \cdot 72 \cdot 18 \cdot 4 \cdot 0.75} = 13.21 \text{ мм}$$

Евольвентне шліцеве з'єднання:

$$L = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K}{[\sigma_{зм}] \cdot m \cdot z \cdot z \cdot m \cdot 0.9 \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 4110 \cdot 10^3 \cdot 1.1}{240 \cdot 2 \cdot 24 \cdot 24 \cdot 2 \cdot 0.9 \cdot 0.75} = 24.5 \text{ мм}$$

Приймаємо довжину втулки за більшим значенням довжини шліцевого з'єднання рівним 25 мм. Для деталі Вал зовнішній, оскільки вона передає той самий обертовий момент та має ті ж розміри, приймаємо довжину шліцевого з'єднання рівну 15 мм.

Деталь втулка зазнає навантаження крутного моменту на стінки шліців, від ротора до вала середнього. Дане навантаження можна задати через прикладення перпендикулярних сил на поверхню шліців. Значення сил 6250 Н на кожен зуб, що рівно 4110 Н·м крутного моменту (пікове значення). Жорстке закріплення прикладемо на бокові поверхні евольвентних шліців.

Результат розрахунку наведено на рисунку 2.27. З епюри напруження видно, що деталь має максимальні навантаження рівні 315 МПа, що дозволяє використовувати низько леговані сталі типу 30ХНМ2А [23] з межею текучості рівною 1200 МПа, що забезпечує коефіцієнт запасу міцності рівний 2.

L: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

29.11.2018 11:29

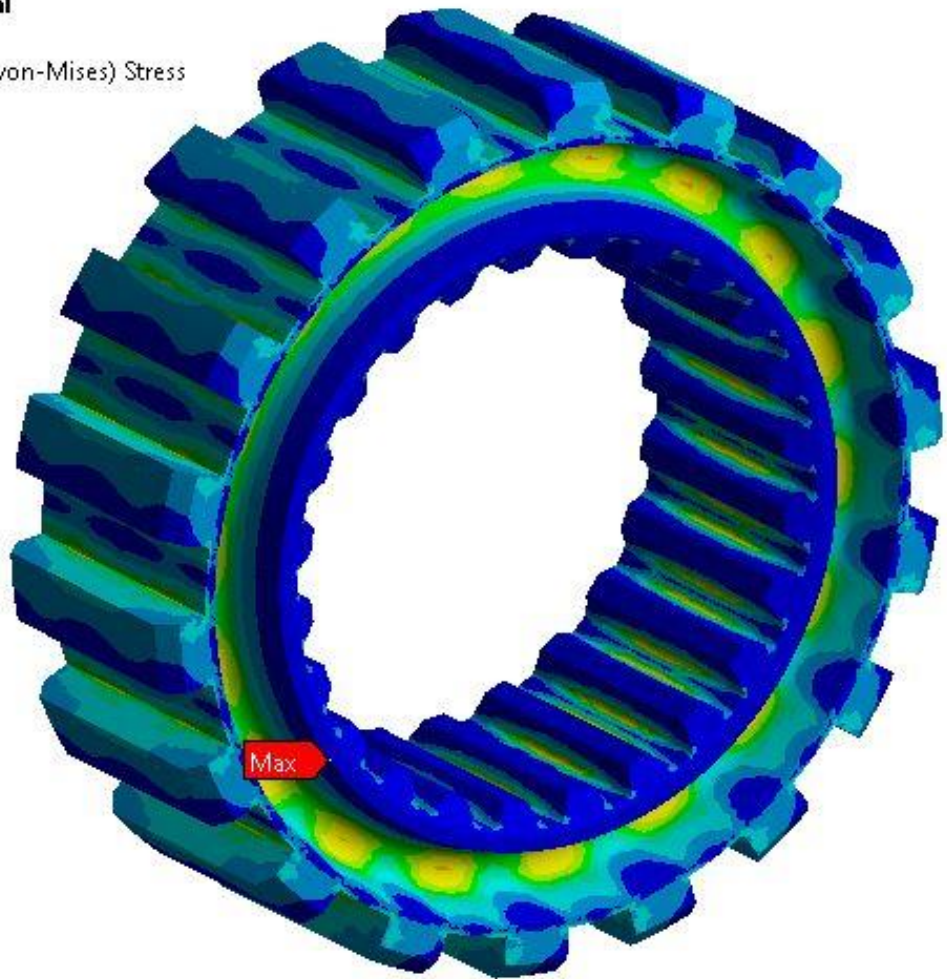
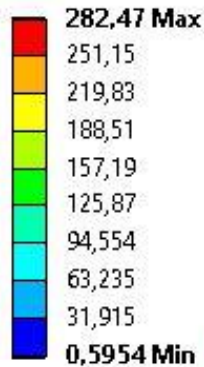


Рисунок 2.27 – Епюра напружень деталі «Втулка»

Водило: Згідно епюри моментів (рис. 2.28) деталь має найбільші напруження в місці контакту підшипникової опори з шийкою важеля. Дана поверхня має значно вищі показники межі текучості та твердості ніж важіль деталі, тому це допустимо. Максимальні напруження, що утворились через згин не перебільшують 450 МПа, що забезпечує достатню міцність для матеріалу ВКС-210.

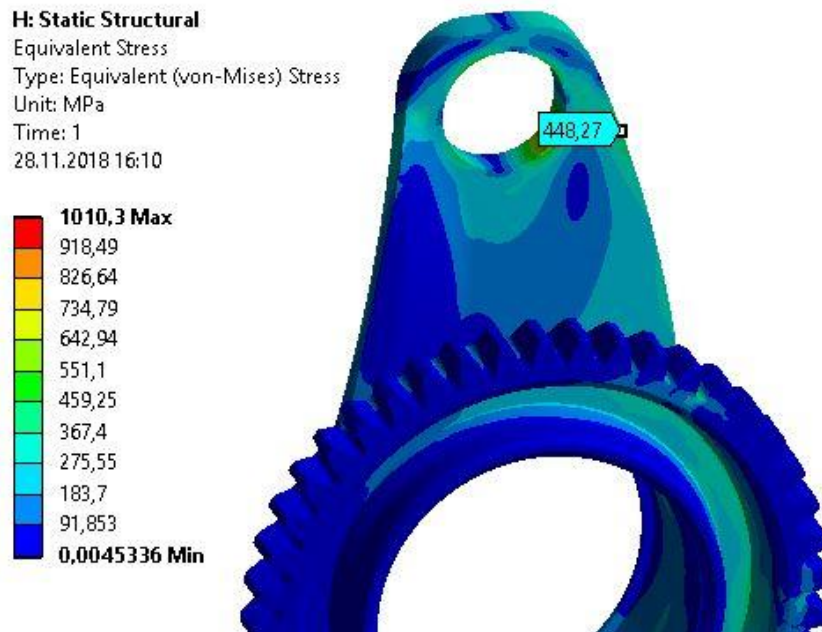


Рисунок 2.28 – Епюра напружень деталі «Водило»

Вал зовнішній: Як видно з епюри моментів (рис. 2.29) деталь має найбільші напруження в місці контакту підшипникової опори з шийкою важеля, що допустимо. Максимальні напруження викликані згином не перебільшують 500 МПа, що задовольняє вимоги проектування та дозволяє використовувати матеріал ВКС-210

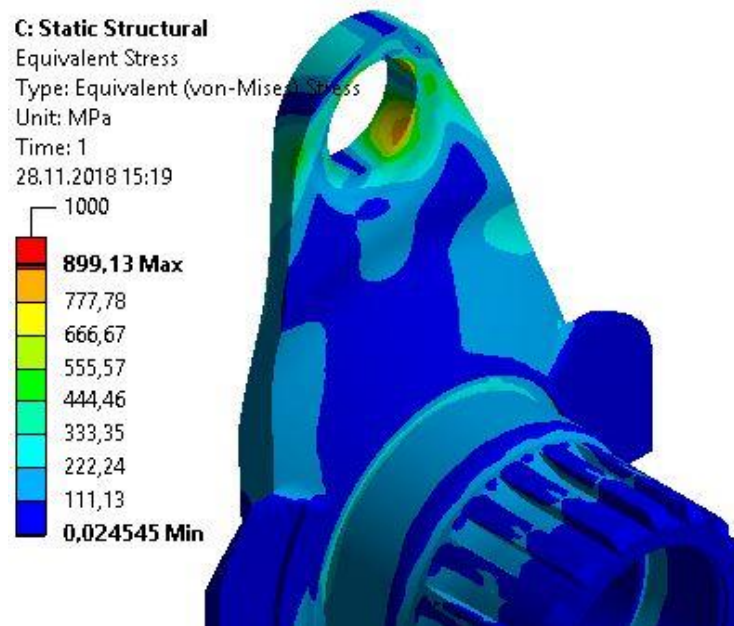


Рисунок 2.29 – Епюра напружень деталі «Вал зовнішній»

Вал середній: Згідно епюри напруження (рис. 2.30) деталь має максимальні значення напружень аналогічні до деталі Вал зовнішній. Також є значне перебільшення по напруженням в місці кріплення [10], це викликано помилкою сітки та збільшеним, для даного конструктивного елементу, розміру сітки, тож це не суттєво. Найбільші напруження викликані згином важеля не перебільшують 490 МПа, що задовольняє вимоги проектування та використання матеріалу ВКС-210.

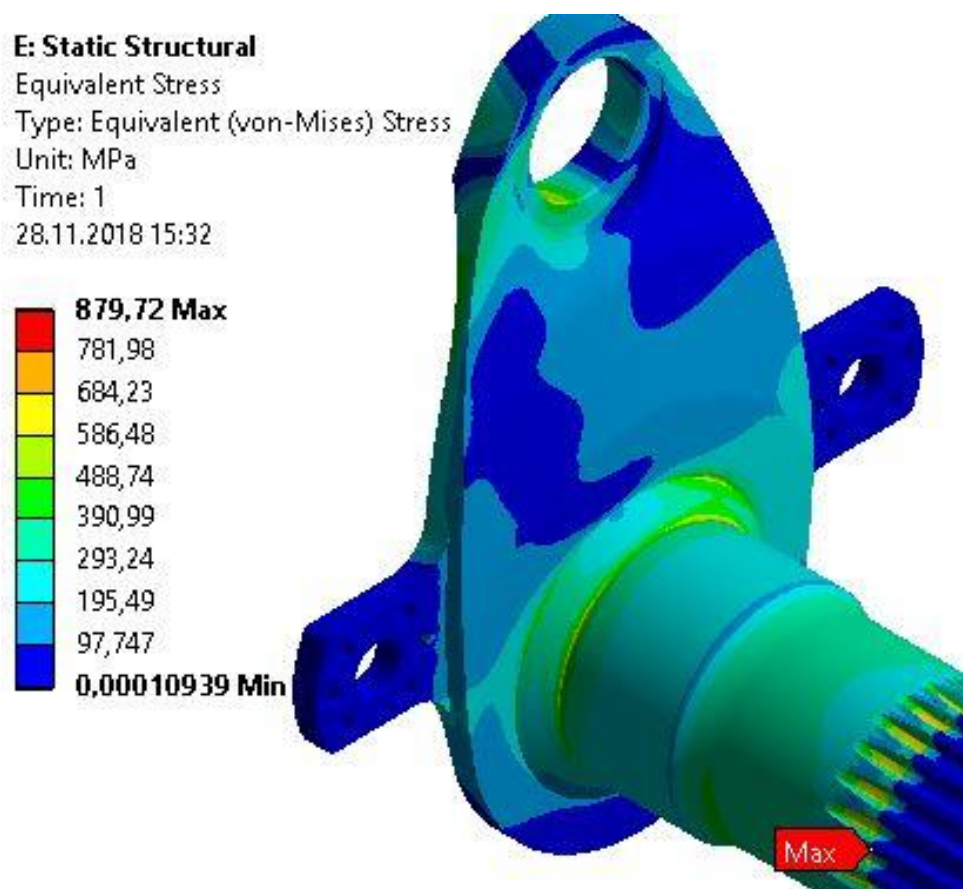


Рисунок 2.30 – Епюра напружень деталі «Вал середній»

Кривошип: Максимальні напруження на епюрі напружень деталі (2.31) не перевищують 500 МПа, що цілком задовольняє вимоги проектування та дозволяє використовувати матеріал ВКС-210. Локальне збільшення напружень вище 500 МПа викликане не достатньою якістю сітки в місцях переходу або пліщового з'єднання, що допустимо.

J: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 28.11.2018 16:21

1764,4 Max
 1568,3
 1372,3
 1176,2
 980,2
 784,16
 588,12
 392,08
 196,04
 1,6462e-5 Min

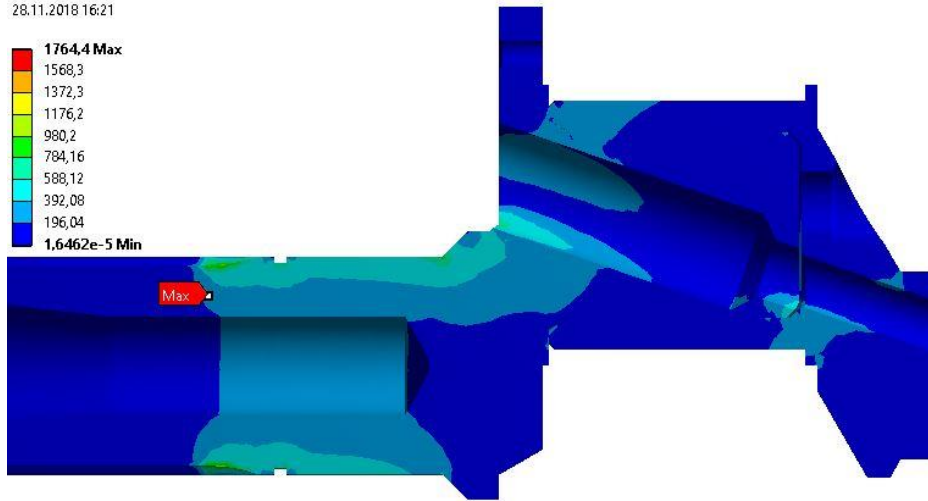


Рисунок 2.31 – Епюра напружень деталі «Кривошип»

Таблиця 2.10 Результати розрахунків на міцність (варіант 3)

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектора дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 410 | 0,65 |
| | 2 | 448 | 0,61 |
| ВВ | 1 | 451 | 0,61 |
| | 2 | 489 | 0,49 |
| ВС | 1 | 488 | 0,64 |
| | 2 | 511 | 0,51 |
| КР | 1 | 650 | 0,69 |
| | 2 | 558 | 0,50 |
| | 3 | 342 | 0,48 |
| Втулка | - | 282 | - |

Для графічного відображення результатів проектування висвітлимо гістограми з групуванням за варіантами конструкції з наступними параметрами (рис. 2.32-2.35):

Напруження – коефіцієнт запасу міцності відносно межі витривалості в 1050 МПа для матеріалу ВКС-210, розраховується за формулою:

$$K_{\sigma} = \frac{[\sigma]}{\sigma}$$

- Переміщення – коефіцієнт запасу переміщень деталі під навантаженням, розраховується за формулою:

$$K_{\Delta} = \frac{[\Delta]}{\Delta}$$

Для чіткості відображення вставимо до гістограми додаткову вісь Y, для відображення переміщень. Також змінимо ширину стовпчика гістограми переміщення, для кращого сприйняття.

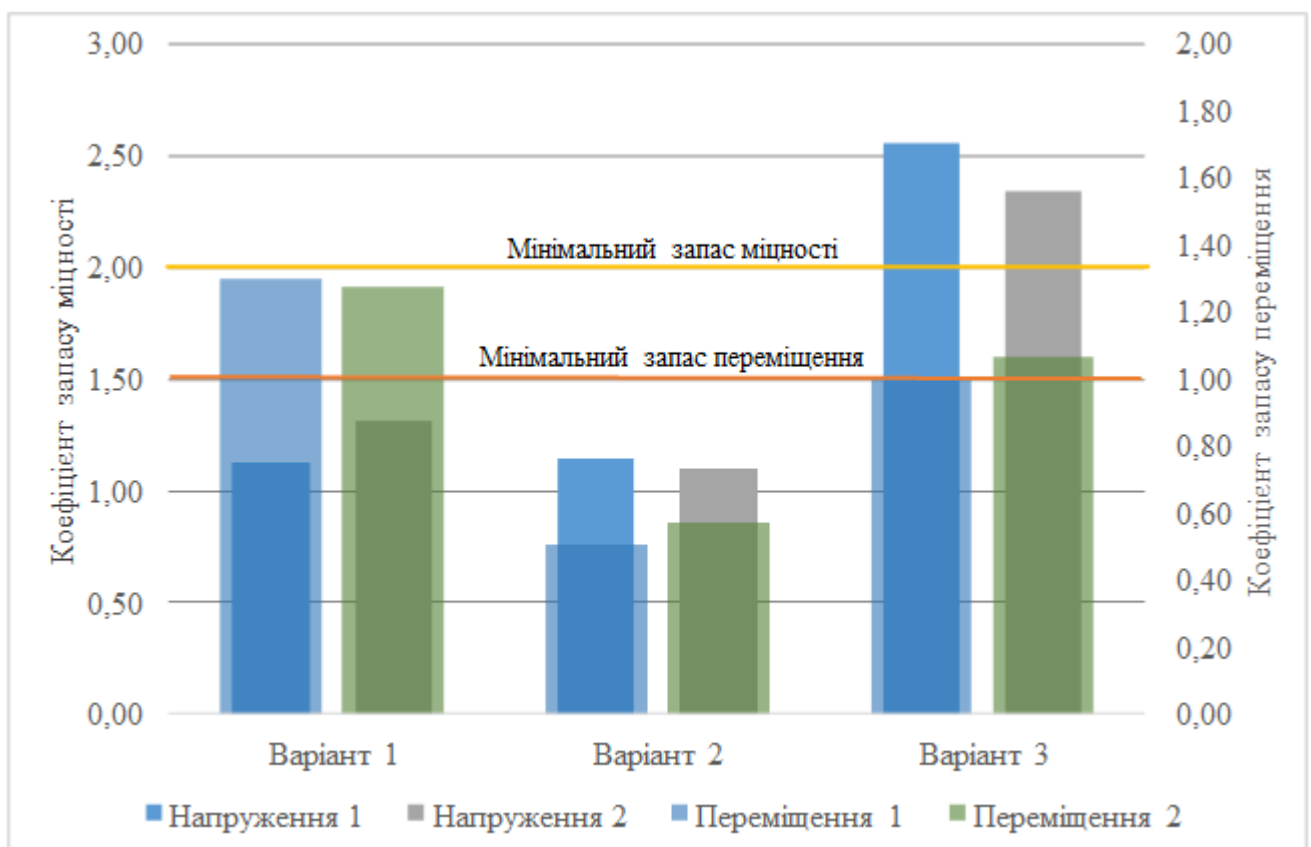


Рисунок 2.32 – Гістограма напружень та переміщень деталі «Водило»

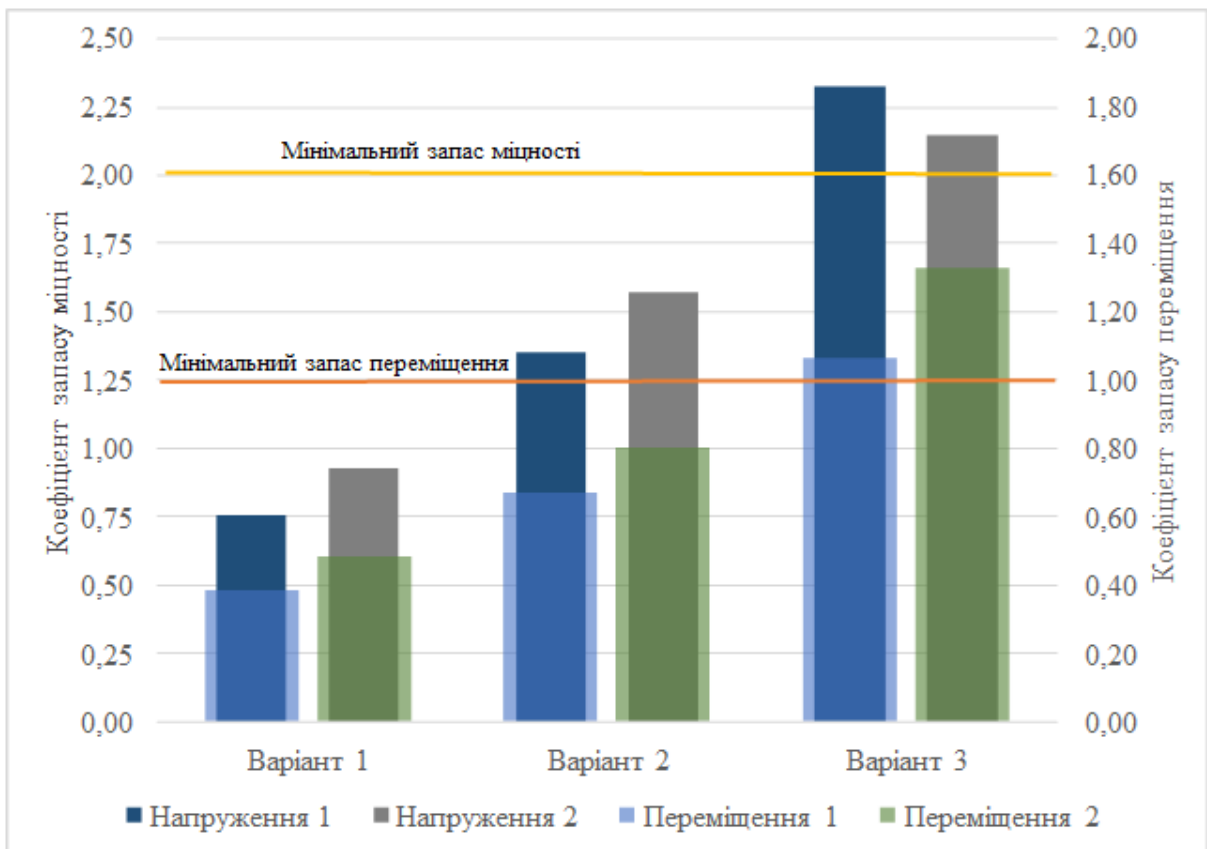


Рисунок 2.33 – Гістограма напружень та переміщень деталі «Вал зовнішній»

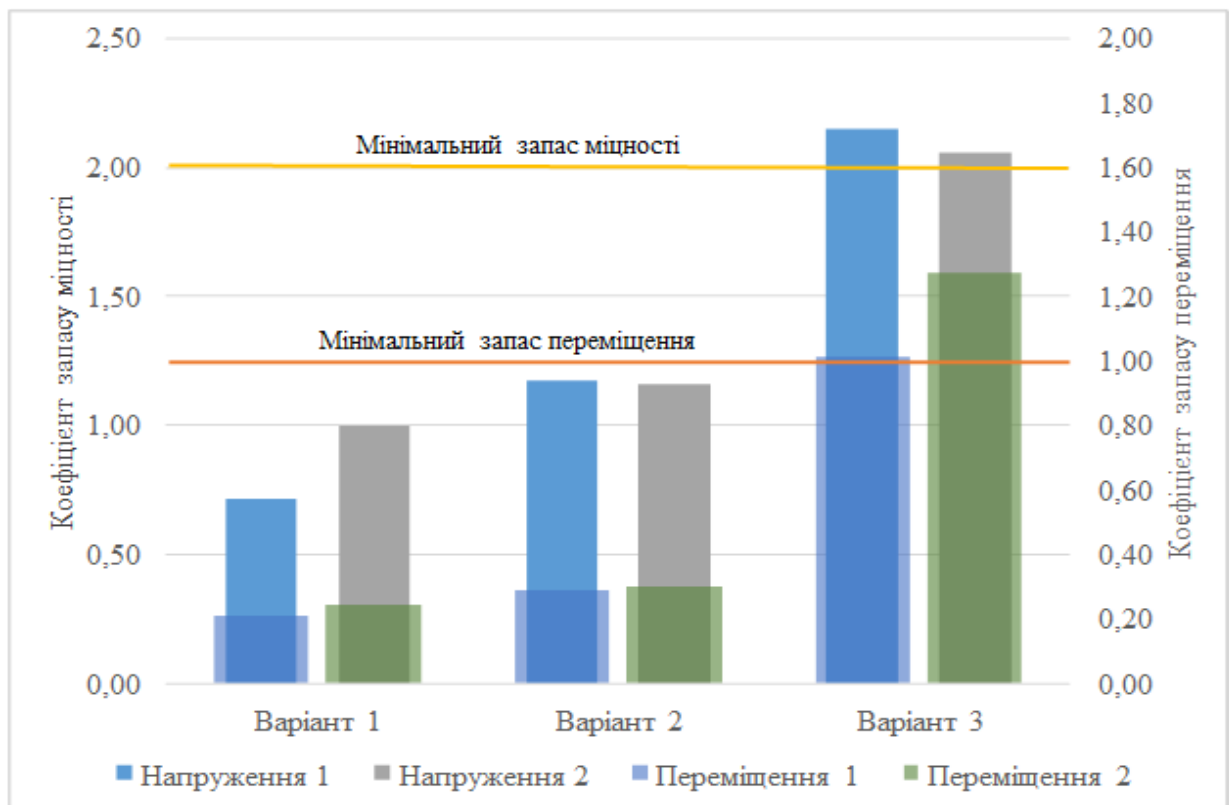


Рисунок 2.34 – Гістограма напружень та переміщень деталі «Вал середній»

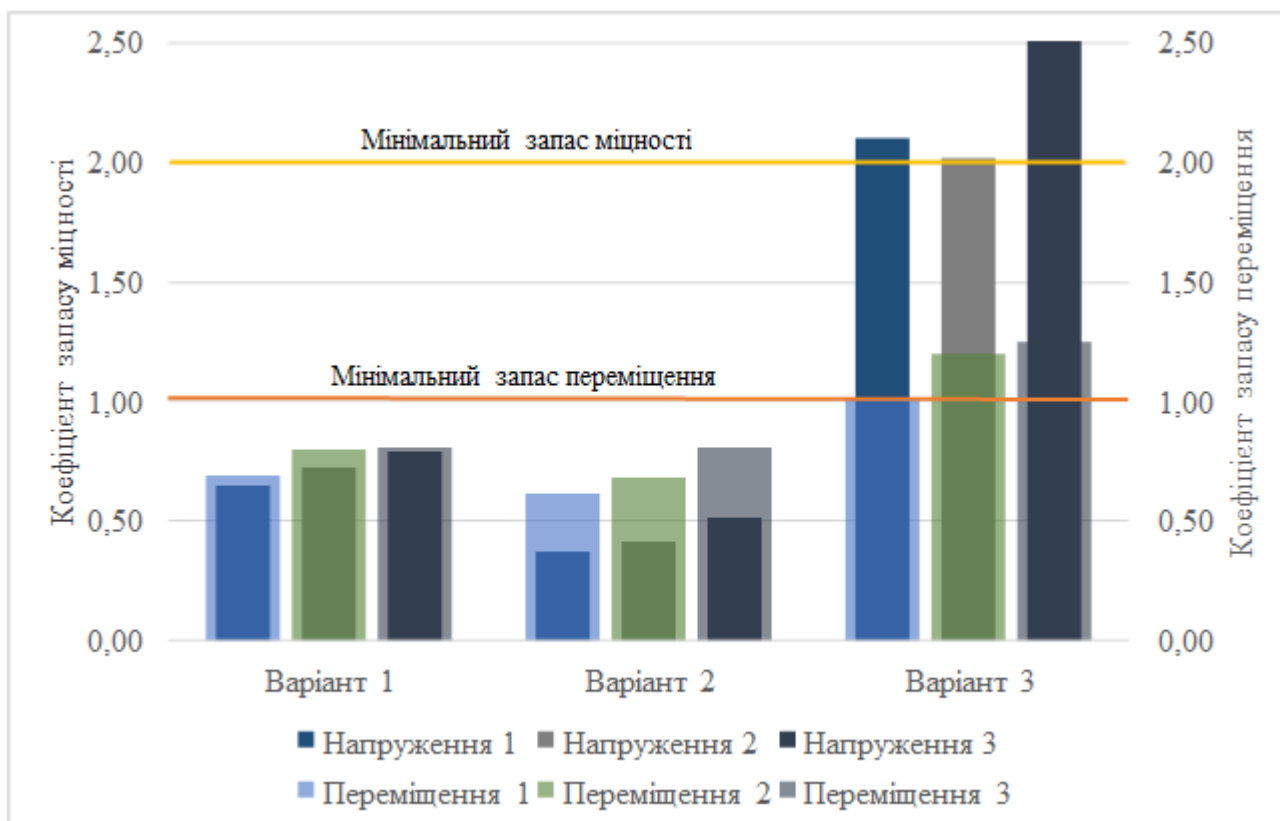


Рисунок 2.35 – Гістограма напружень та переміщень деталі «Кривошип»

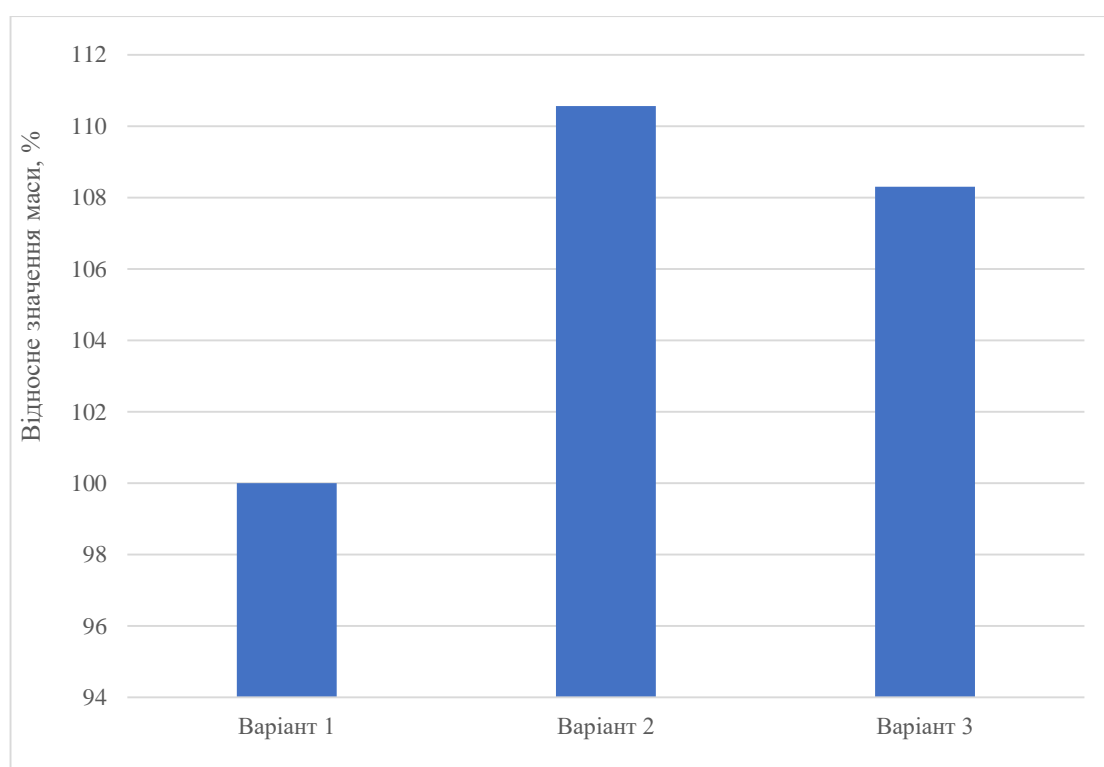


Рисунок 2.36 – Гістограма порівняння відносного значення маси

Для порівняння масових змін в механізмі силового розподілення складемо гістограму відносних значень маси. За початкову точку приймемо перший варіант конструкції (рис. 2.36).

Висновок по розділу

1. Проведено моделювання динаміки руху силового механізму, що дозволило визначити навантаження та напрямки їх дії в опорах та ланцюгах.

2. Підібрано підшипникові опори з урахуванням запасу динамічного навантаження рівного 2.

3. При проведенні розрахунків на міцність було виявлено недоліки першого варіанту конструкції, а саме: недостатню жорсткість та великі концентратори напружень.

4. Запропоновано нову конструкцію деталей силового механізму, що в середньому мають на 30% більший запас міцності та переміщень від попередньої конструкції. Це було досягнуто за рахунок зміщення площини обертання важелів до деталі «Вал середній». Також запропоновано використовувати кріплення деталі Втулка за рахунок конусної посадки.

5. Хоча другий варіант конструкції й має кращі показники від першого, але не достатні для забезпечення коефіцієнту запасу міцності рівному 2 та жорсткості більшого за 1.

6. З урахуванням недоліків попередніх конструкцій було запропоновано третій варіант конструкції, зі збільшеною міжцентровою відстанню деталі «Шатун», що дозволило збільшити простір для конструювання валів – важелів. За рахунок цього було спроектовано деталі, що мають в середньому вдвічі більший запас міцності та жорсткості. Дане рішення цілком задовольняє вимоги до жорсткості та міцності конструкції, без втрати масових показників. Крім того, слід відмітити, що при значній зміні конструкції силовий механізм збільшив масу лише на 8% в порівнянні з першим варіантом

РОЗДІЛ 3. Термодинамічні розрахунки основних вузлів роторно-лопатевого двигуна

Для підтвердження працездатності двигуна, та вірності проектування, необхідно визначити температурні навантаження основних деталей. Тому необхідно визначити тепловий потік на стінки камери згорання, виходячи з моделювання термодинамічного циклу.

Особливість двигуна – його компактність та висока питома потужність, при цьому відбувається колосальне виділення тепла. Для підтримання оптимальних температурних режимів роботи необхідно мати надійну систему охолодження. В подальших пунктах даного розділу необхідно визначити конструкцію, що відповідає заданим параметрам та оптимальні режими охолодження.

3.1 Моделювання термодинамічного циклу роторно-лопатевого двигуна

3.1.1 Визначення вихідних умов

Для моделювання термодинамічного циклу РЛД необхідно врахувати геометричні особливості камери згорання, закон руху лопатей, розхід паливно-повітряної суміші та особливість випередження запалювання.

Для початку приймемо крок за часом рівний $5,05 \cdot 10^{-6}$ с. З врахуванням цього та графіку кутової швидкості роторів (рис 2.5) інтерполюємо, квадратичною сплайн функцією, значення наявного графіку, та прив'яжемо результат інтерполювання до обраного кроку в часі.

З математичної моделі двигуна відомо об'ємний розхід пального $G = 24,693$ кг/год (бензин марки А-95). Необхідно визначити, який об'єм паливно-повітряної суміші приходить на один повний цикл в камері згорання.

Відомо, що за один повний цикл приходить півтора оберту валу. Також відомо, що за півтора оберту валу відбувається 8 впусків палива. За рахунок

цього можна дізнатися скільки циклів впуску відбувається за годину, та визначити розхід палива на один впуск за допомогою пропорції, як відношення кількості впусків до часу:

$$\frac{n}{t} = \frac{N}{T}$$

З урахуванням цього кількість впусків, що відбувається за одну годину

$$N = \frac{T \cdot n}{t} = 192000$$

Виходячи з цього маса палива, що потрібна для одного циклу рівна:

$$m_n = \frac{G}{N} = \frac{24,693}{192000} = 0.0001286 \text{ кг/цикл}$$

Також необхідно визначити масу паливно повітряної суміші з урахуванням відношення мас ідеальної паливно-повітряної суміші 14,7:1.

$$m_{n.n.c.} = m_n \cdot 14.7 + m_n = 0.0001286 \cdot 14.7 + = 0.00201916 \text{ 71875 кг/цикл}$$

Також для вірності розрахунку необхідно використати наступні вхідні параметри:

- Тип розрахунку – нестационарний;
- Модель турбулентності k-ε [46] з пристіноними функціями RNG [40];
- Попередньо змішана суміш (повітря та бензин з октановим числом 95) маса якої рівна 0,0020191671875 кг;
- Модуль розрахунку зміни енергії [36];
- Підключення модулю Chemkin [25] з вирогіднісним методом розрахунку горіння в кожен момент часу;

- Час розрахунку 0,015 с.
- Крок інтегрування $5,05 \cdot 10^{-6}$ с;
- Початок спрацювання запалювання з урахуванням випередження 0,0075 с;

3.1.2 Опис спрощеної моделі

При виконанні моделювань методом кінцевих елементів – пряме моделювання викликає значні похибки в результатах (через не якісну сітку та велику кількість вхідних умов) до того ж потребує багато ресурсів. Тому необхідні певні кроки для спрощення розрахункової моделі, а саме:

- Використання лише одного домену. Це можливо при відсутності «інтерфейсів» - взаємодії між різними об'ємами, для цього необхідно використати перемінні значення поверхні (profile), на якій в певний час повинне відкриватися вікно вхідних чи вихідних умов. Таку ж особливість необхідно використати для поверхні запалювання [26];
- Зменшення рухливих стінок. Дану особливість можна використати через відносний рух, коли швидкість однієї стінки лопаті буде стаціонарною, а інша уде рухатися відносно неї. При цьому також необхідно задати кутову швидкість всього домену для імітації обертання та врахування інерційних навантажень [19];
- Використання гексагональної структурованої сітки. Для цього необхідно поділити об'єм на декілька менших, що описуються простими геометричними фігурами та в подальшому зшити їх по вузлам. Також необхідно врахувати можливість використання функції динамічної сітки «layering» [51], що дозволяє додавати та віднімати сітку при її деформації шарами [16].

Побудуємо модель – домен в початковому положенні, зробити проекцію вхідних і вихідних отворів на торову поверхню (рис 3.1).

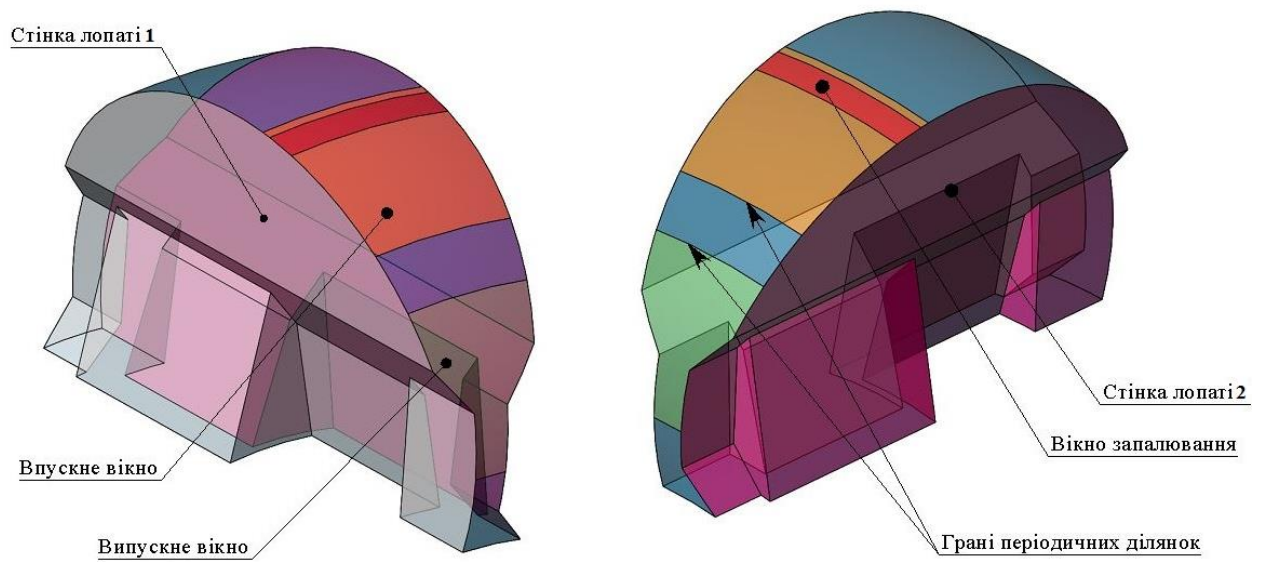


Рисунок 3.1 – Вихідна модель домену

Визначимо кутову швидкість однієї стінки за допомогою різниці кутових швидкостей стінок лопатей роторів, з отриманих значень побудуємо графік залежності кутової швидкості від часу (рис 3.2).

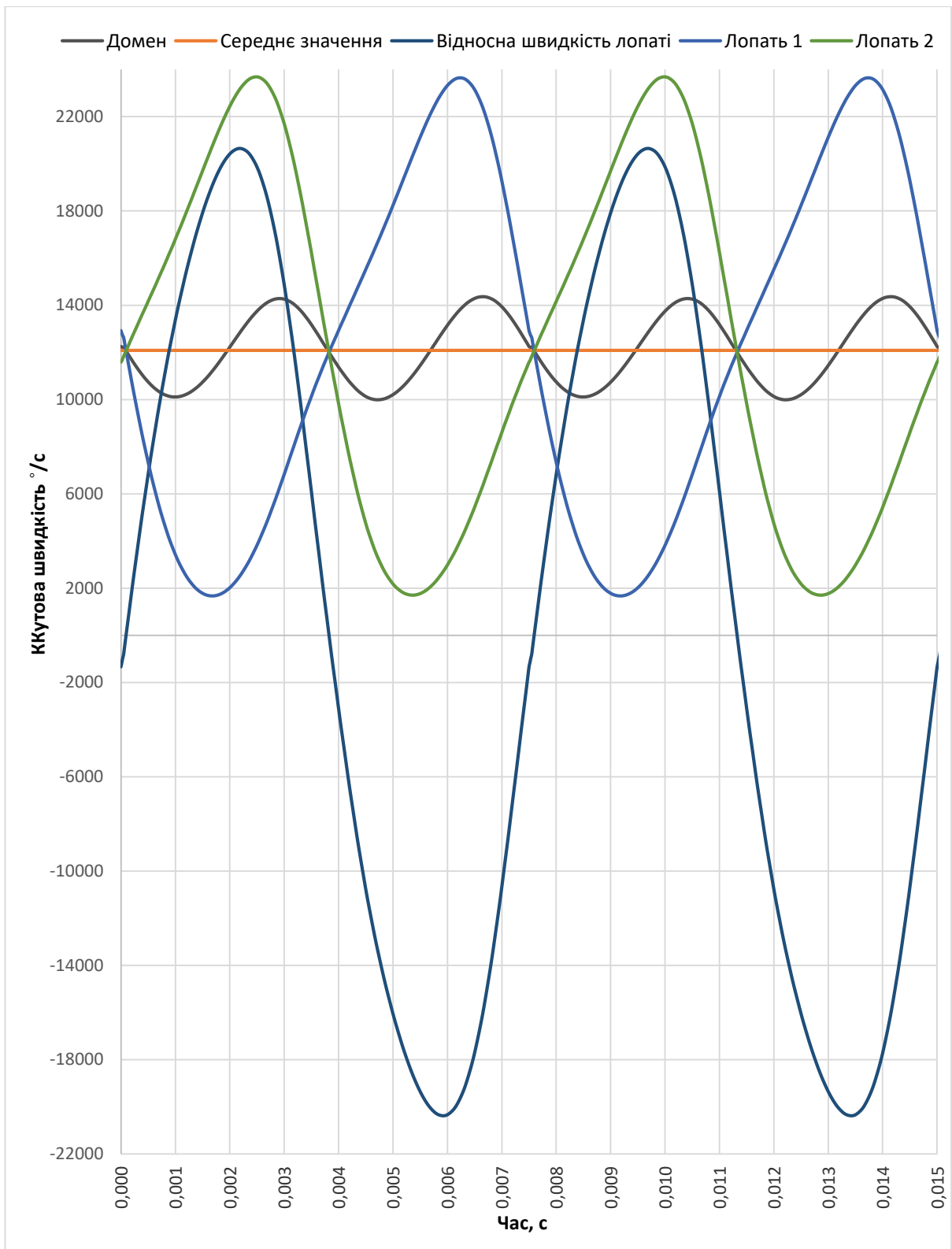


Рисунок 3.2 – Графік відносної кутової швидкості стінки лопаті

Також необхідно визначити середню кутову швидкість домену, для врахування інерційних навантажень [43]. Для цього визначимо криву кутової швидкості знайшовши середню швидкість лопатей в кожен момент часу, та

позначимо середнє значення. Середнє значення кутової швидкості домену рівне 12087 $^{\circ}/\text{с}$.

Наступним підготовчим етапом до розрахунку є побудова гексагональної структурованої сітки (рис. 3.3). Для побудови сітки використаємо наступні параметри:

- Максимальний розмір елементів 0.5 мм;
- Мінімальний розмір елементів 0.25 мм;
- Метод побудови сітки «Hex Dominant» [42];
- Рівна кількість елементів на періодичних ділянках за допомогою функції «Number of Divisions» [20];

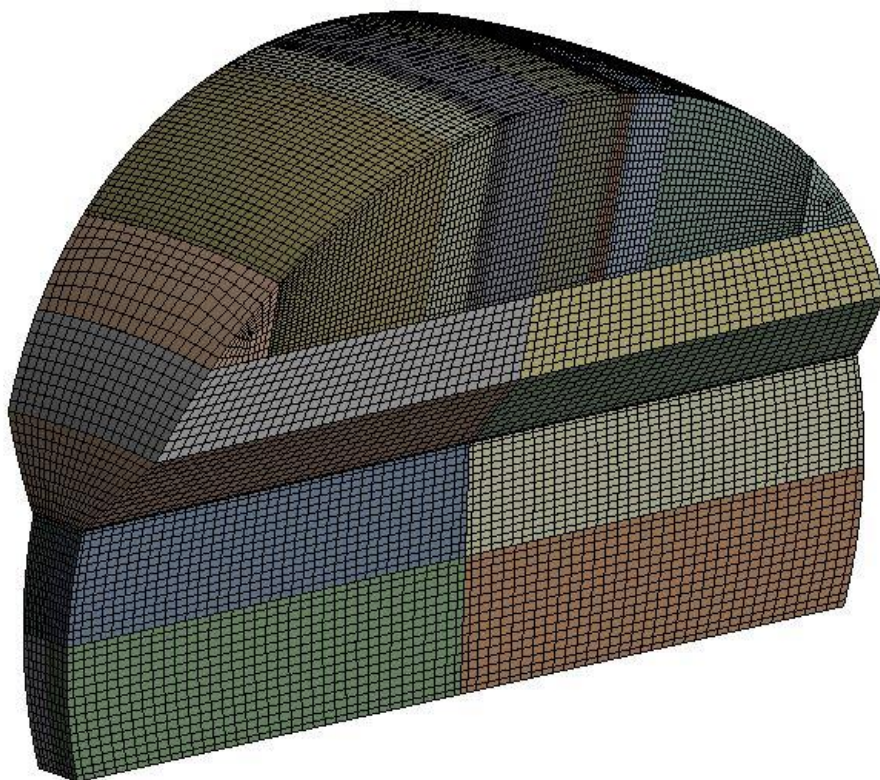


Рисунок 3.3 – Вигляд кінцево-елементної сітки розрахункової моделі

3.1.3 Обробка результатів моделювання

Результати моделювання представлені у вигляді полів тиску та температури в ключові моменти часу (рис. 3.4-3.8).

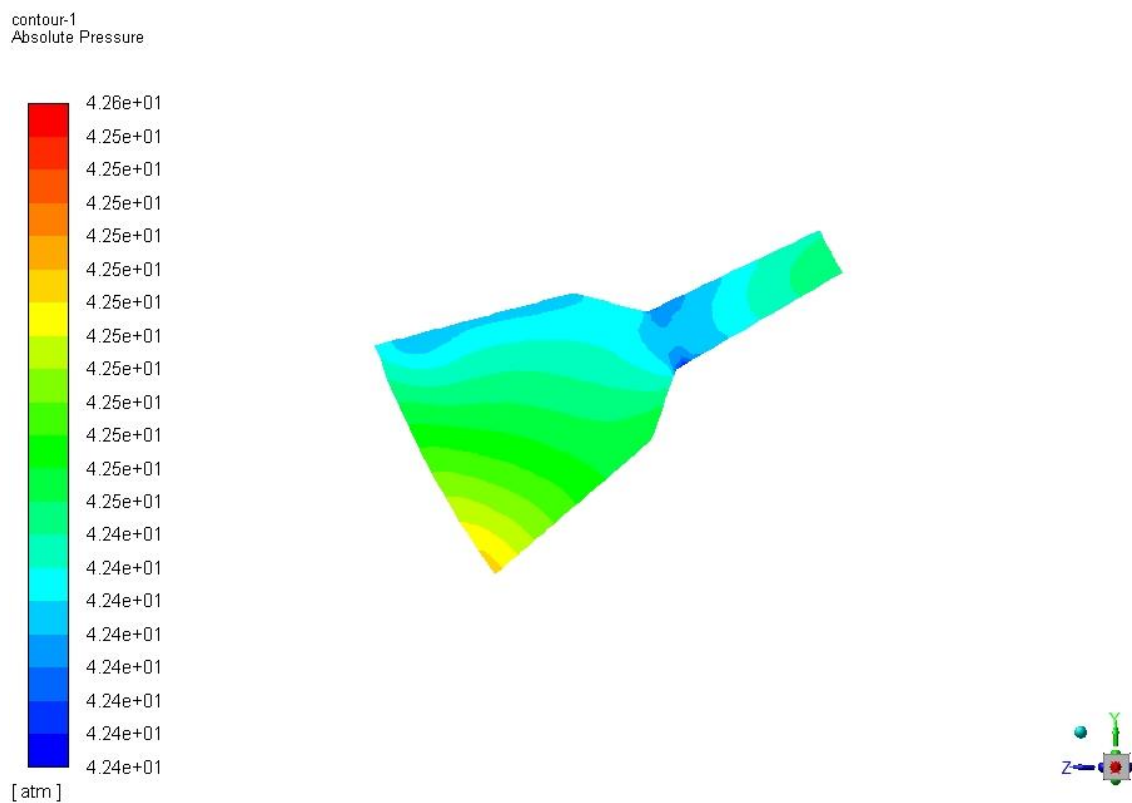


Рисунок 3.6 – Розподілення тиску в камері $t = 0.015\text{с}$.

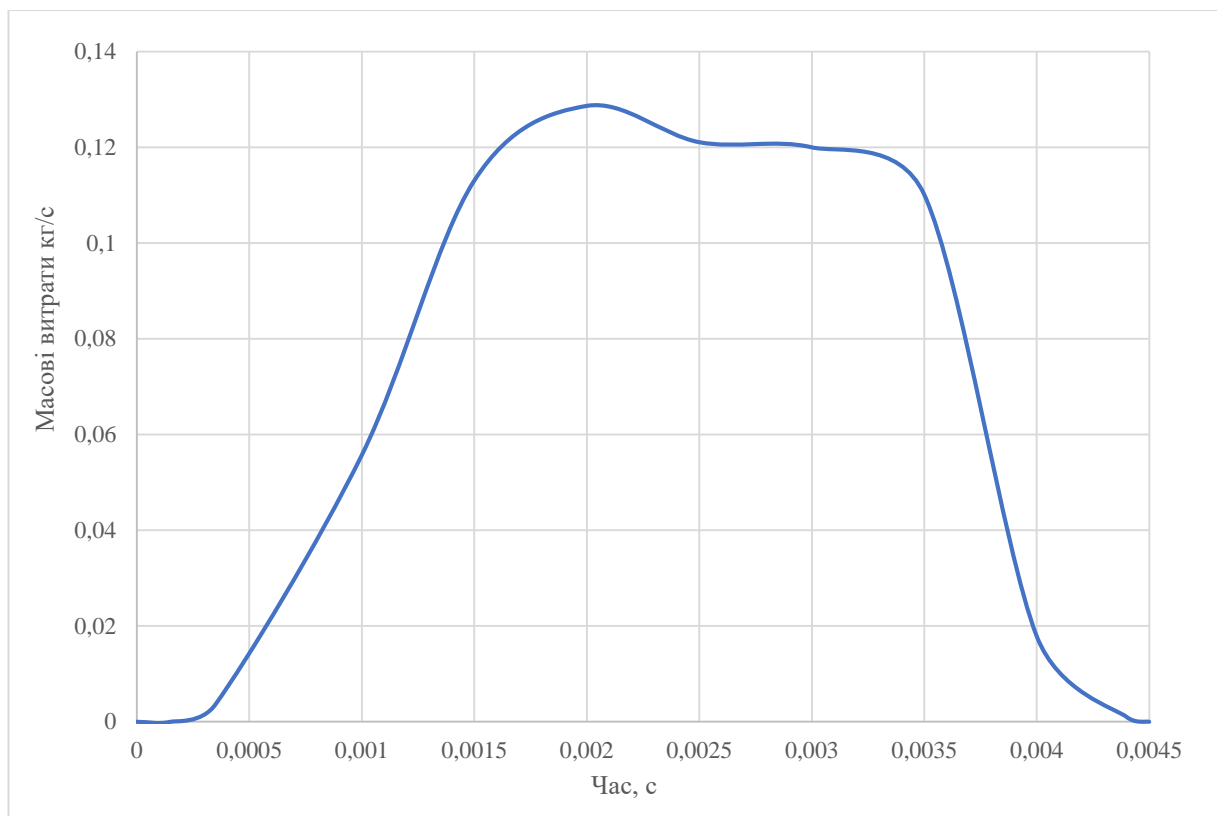


Рисунок 3.7 – Масові витрати паливно-повітряної суміші

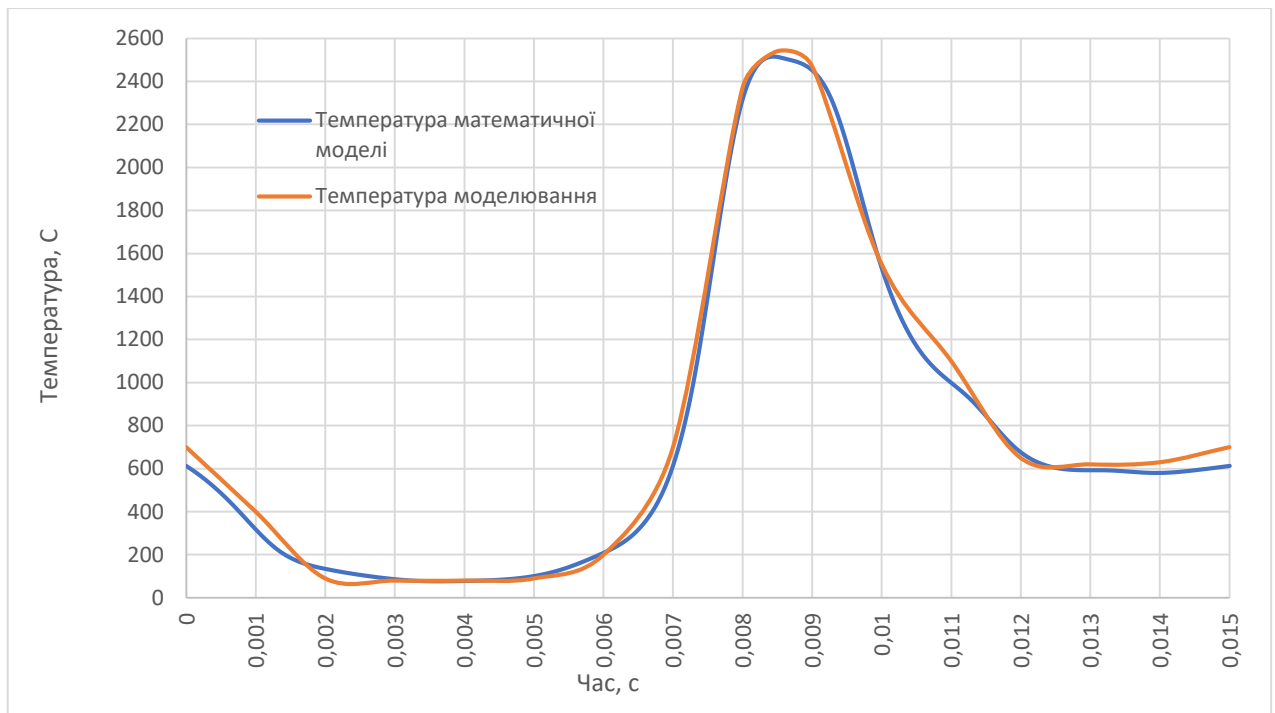


Рисунок 3.8 –Середня температура камери згорання

Для підтвердження вірності результатів порівняємо тиск в камері згорання [32], що розраховано в математичній моделі двигуна, з моделюванням, що представлено в даному розділі (рис. 3.9).

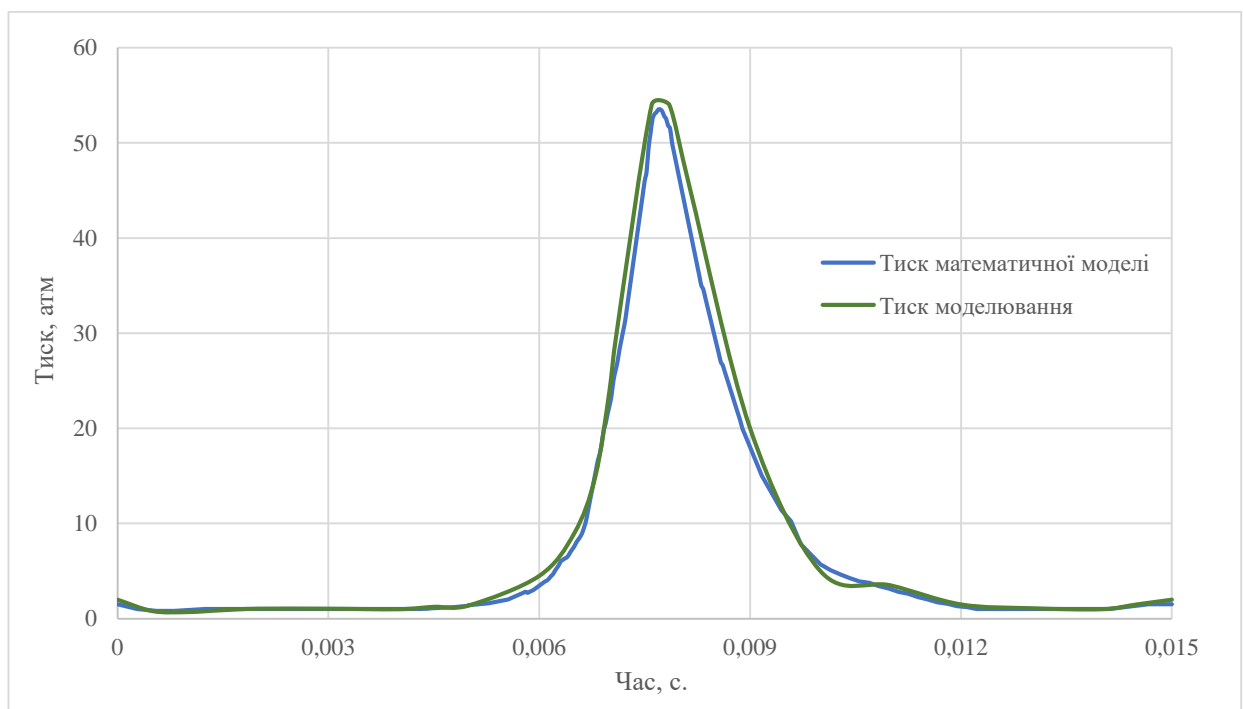


Рисунок 3.9 – Порівняння опосередкованих значень тиску в камері згорання

3.2 Вплив охолодження двигуна на його працездатність

3.2.1 Перевірка параметрів роторів на міцність

Для перевірки параметрів на міцність необхідно визначитися з граничними умовами, а саме:

- коефіцієнт запасу міцності відносно межі текучості,
з урахуванням температурного навантаження >1.8 ;
- забезпечення степені стискання рівною >10 ;
- переміщення $<0,35$ мм;

Перший варіант: Особливістю даного варіанту є цільна алюмінієва збірна конструкція (рис 3.9), де вставною частиною являється кришка лопаті. Дане конструктивне рішення викликано неможливістю технологічного забезпечення проточного каналу охолоджувальної рідини в лопаті. З'єднання відбувається за допомогою клею [44], що має межу міцності на розрив близько 1 ГПа. Шліцьове з'єднання розраховане в попередніх розділах. Аналіз проводимо методом кінцевих елементів з урахуванням динамічних навантажень. Результат розрахунку зображено на рисунку 3.10.

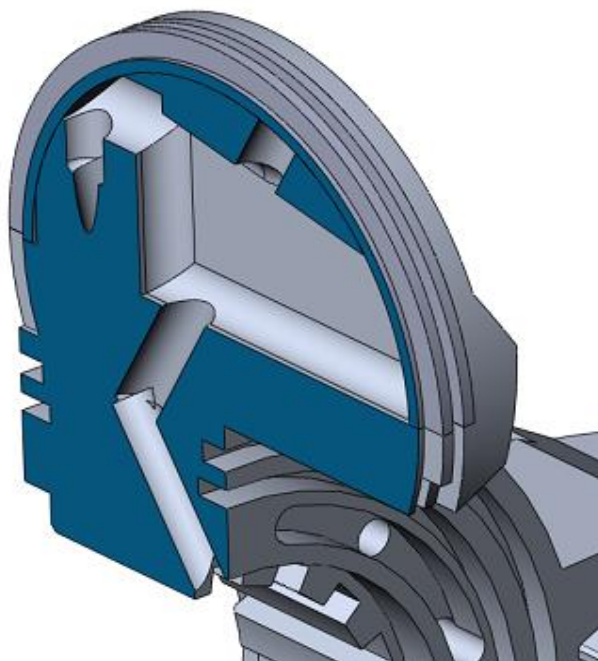


Рисунок 3.9 – Конструкція деталі «Ротор» (варіант 1)

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
06.12.2018 10:18

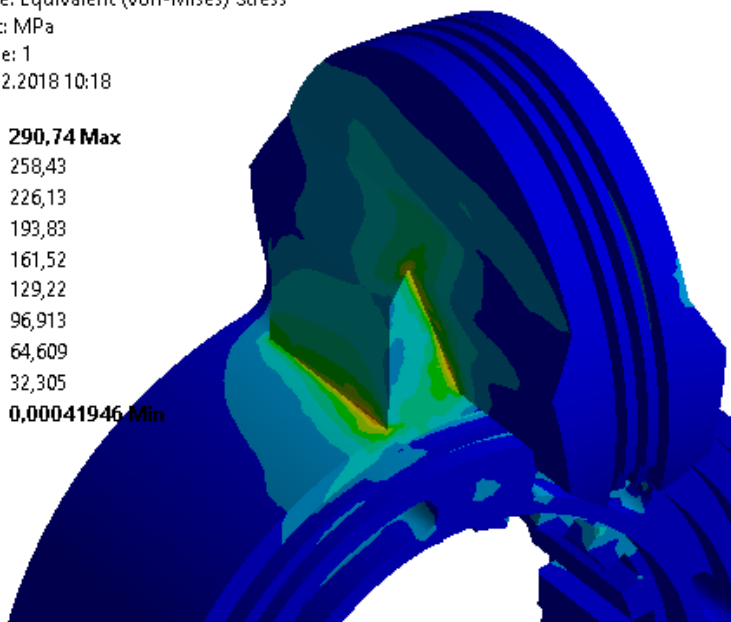
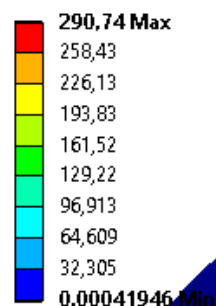


Рисунок 3.10 – Епюра напружень деталі «Ротор» (варіант 1)

На епюрі напружень зображено значні напруження, які не забезпечують бажаного коефіцієнту запасу міцності, а переміщення складають 0.6 мм. Більш того максимальні напруження знаходяться біля границі текучості матеріалу 340 МПа, що не дозволяє опрацювати в подальшому дану конструкцію без заміни матеріалу.

Другий варіант: З урахуванням попередньої конструкції було прийнято рішення про опрацювання конструкції з використанням матеріалу 30ХГСА, що має високі показники теплостійкості та значно вищий показник межі текучості матеріалу (рис 3.11). Для початку, за рахунок більшого значення модуля пружності матеріалу [], було прийняте рішення про глобальне зниження маси в середині лопаті, а також і в маточині ротора. Для зменшення маси, з урахуванням технологічних особливостей було прийнято рішення зробити деталь пустотілою та збірною з фланцевою деталлю, що зроблена з алюмінію, адже при використанні лише сталевого бурту (для кріплення ущільнюючих кілець) деталь значно втрачає жорсткість. З'єднання деталей проводиться за допомогою клею

із межею міцності що більшою за над дану характеристику у використаних матеріалів.

Також особливістю даної конструкції є зміна кута нахилу ребр жорсткості лопаті, за рахунок зміни геометрії складування лопаті. Результат розрахунку зображено на рисунку 3.12.

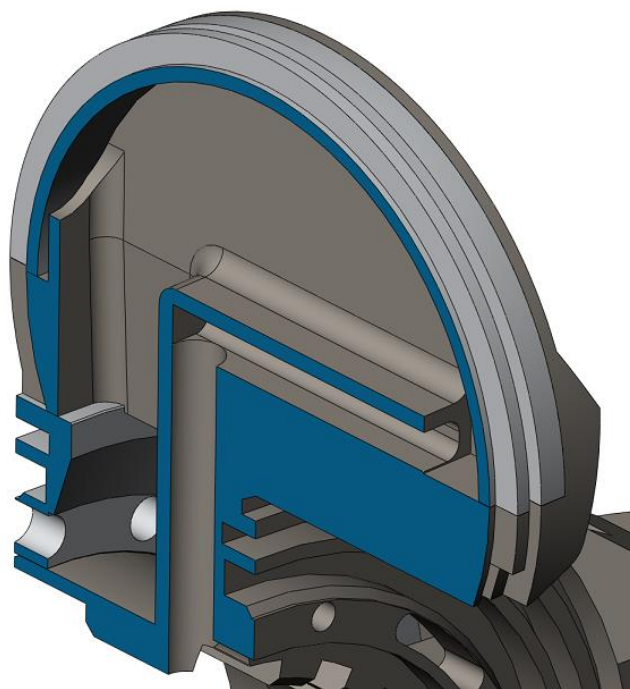


Рисунок 3.11 – Конструкція деталі «Ротор» (варіант 2)

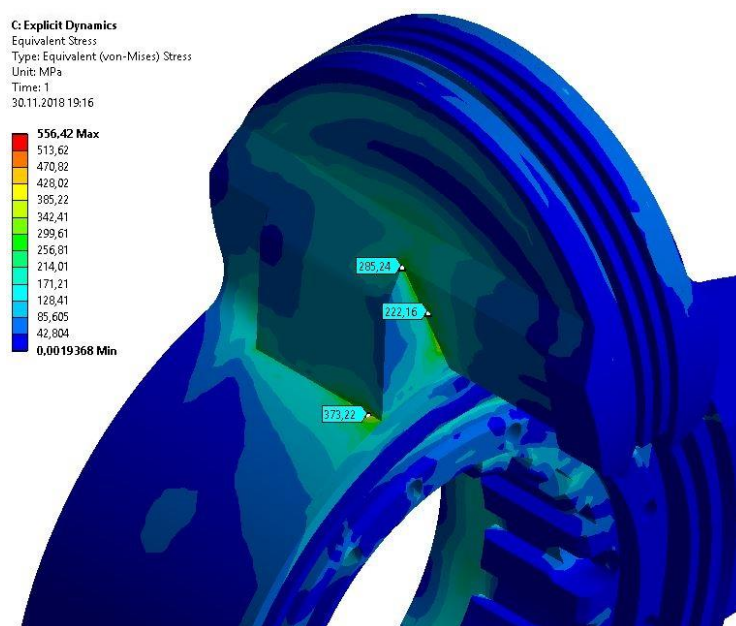


Рисунок 3.12 – Епюра напружень деталі «Ротор» (варіант 2)

На епюрі напружень максимальні значення не перебільшують 370 МПа, що допустимо, при межі витривалості в 710 МПа. При цьому максимальні переміщення становлять 0,3 мм. Дана конструкція цілком задовольняє вимоги проектування та потребує підтвердження своєї доцільності з урахуванням теплового навантаження та охолодження.

Для явного порівняння характеристик міцності складемо гістограму аналогічно до рисунків 2.32-2.35 (рис. 3.13)



Рисунок 3.13 – Гістограма напружень та переміщень деталі «Ротор»

3.2.2 Схема охолодження двигуна

Для відведення достатньої кількості тепла в двигуні передбачено гібридну систему охолодження. Відведення тепла від робочих елементів – роторів відбувається завдяки протіканню масла, через порожнину в лопатях робочих елементів, так як масло має значно вищі температурні режими ніж охолоджувальна рідина – тосол. Охолодження корпусних деталей відбувається

за рахунок зовнішнього обтікання робочої порожнини охолоджувальною рідиною – тосолом. В цілому система охолодження влаштована таким чином, щоб за рахунок простих геометричних особливостей унеможливити перетікання з однієї робочої порожнини в іншу.

Масляне охолодження починається з підведення мастила від масляного насосу до центрального отвору деталі Вал середній (рис. 3.21). При цьому мастило через радіальні отвори попадає в замкнену порожнину між торцевими поверхнями Вала зовнішнього й Втулки та радіальними поверхнями буртів деталей Ротор. Після чого мастило попадає в ротор деталь ротор за рахунок радіальних отворів проходячи через лопать та омиваючи всю його поверхню. Далі масло попадає в порожнину маточини роторів, що сполучені між собою та мають торцеві отвори для подальшого зливання в обидві сторони. Зі сторони корпусної деталі Стінка 1 мастило попадає в порожнину (рис 3.20), що знаходиться між підшипником деталі Стінка 1 та ротором, після чого проходить по радіальним каналам що ведуть до порожнини за деталлю Стінка 1 й зливаються через канали до маслозбірника. Зі сторони корпусної деталі Стінка 2 мастило проходить через порожнину, що замкнена торцевою поверхнею ротора, підшипником деталі Стінка 2 та Валом середнім. Після чого мастило за допомогою спеціального каналу маслозбору надходить до вихідних штуцерів та зливається до маслозбірника.

Охолодження за допомогою тосолу починається з підведення рідини через штуцери до розподільної частини деталі Стінка 2 (рис. 3.16). Розподільна частина являє собою нішу від якої рідина надходить до основних охолоджувальних каналів деталей Стінка 1 та 2, а також до фланцевого поясу, який передбачено для охолодження периферії камери згоряння. Відведення охолоджувальної рідини відбувається із пари штуцерів, що знаходяться зверху деталі Стінка 2.

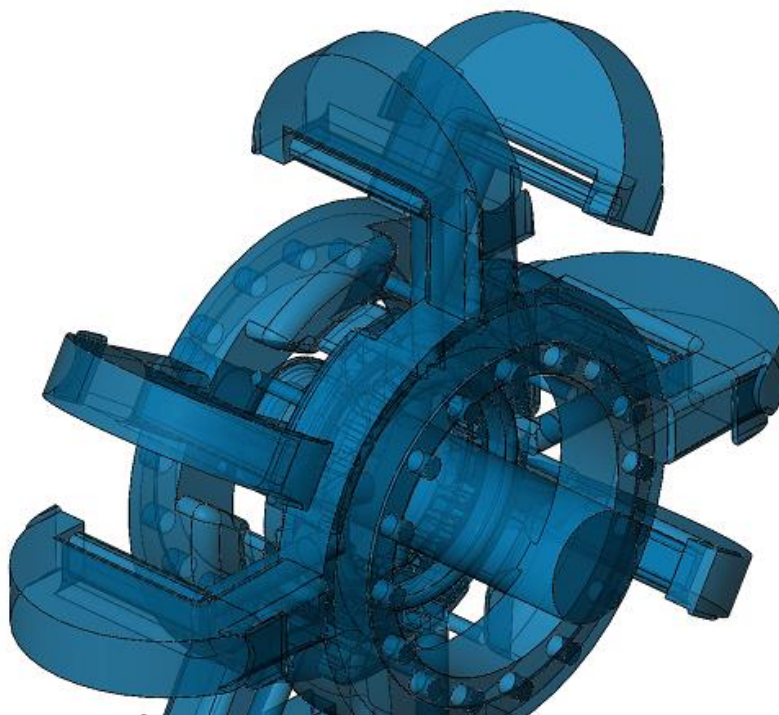


Рисунок 3.14 – Канали масляного охолодження (до роторів)

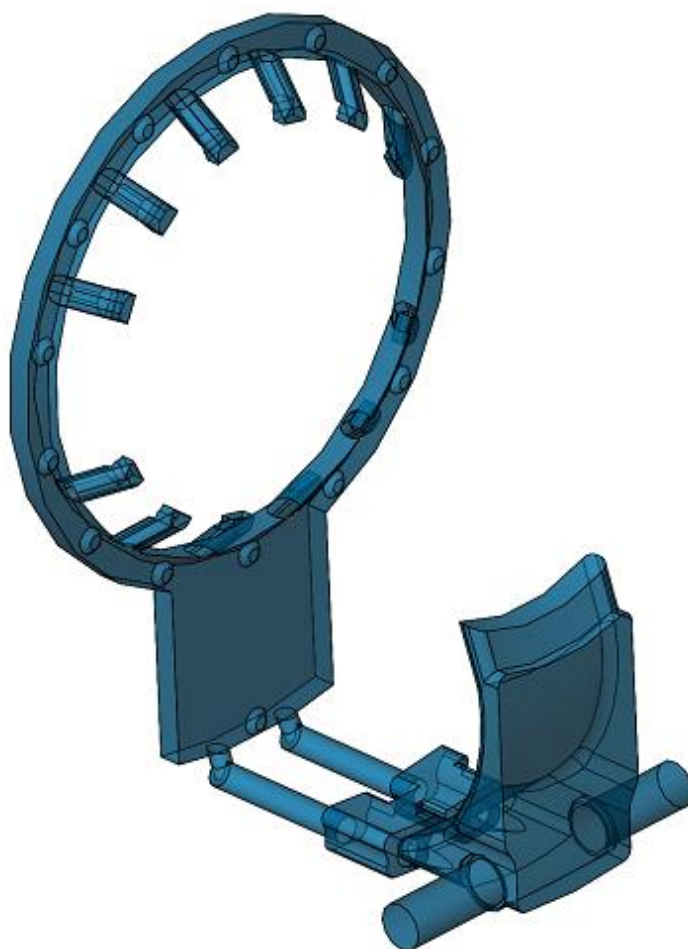


Рисунок 3.15 – Канали масляного охолодження (на злив)

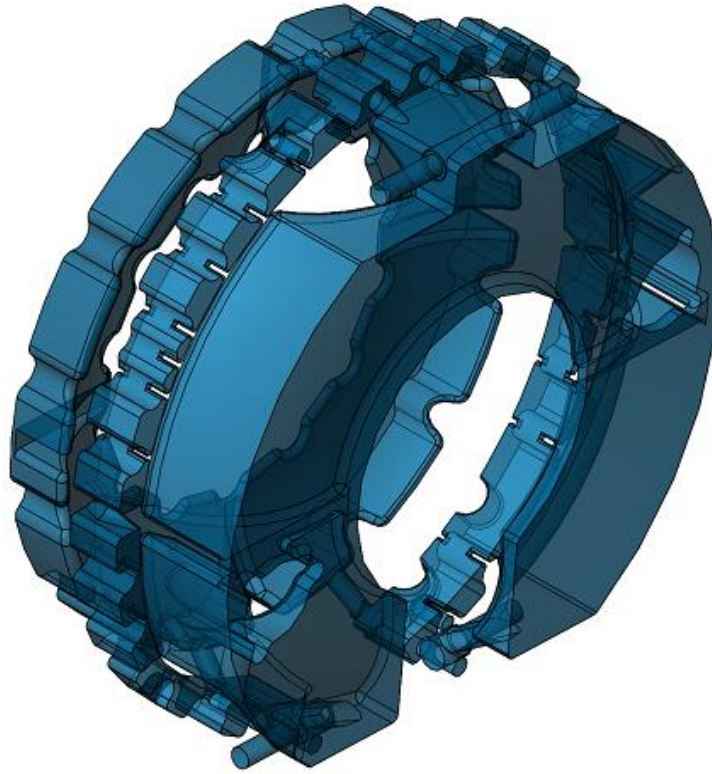


Рисунок 3.16 – Канали для рідинного охолодження (тосол)

3.2.2 Підбір вхідних параметрів охолодження для забезпечення робочих зазорів

Для визначення необхідних об'ємних витрат скористаємось моделюванням термічної задачі. Теплове навантаження прикладаємо через тепловий потік, що розраховано в попередніх розділах. Взаємодію каналів охолодження та охолоджувальної рідини задаємо через коефіцієнт теплопередачі, що на пряму залежить від швидкості проходження рідини. Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою [50]:

$$\alpha = 350 + 2100 \cdot \sqrt{v}, \text{ м / с}$$

З урахуванням того, що канали для охолодження мають різну площу перерізу необхідно визначити номінальну швидкість потоку, що проходить через канал охолодження зі значення об'ємних витрат. Для параметричного

дослідження задаємо дискретність об'ємних витрат 0,1 л/с. Формулу для визначення швидкості потоку зазначено нижче [28]:

$$v = \frac{V}{S}, \text{ м / с}$$

Також для розрахунку охолодження через коефіцієнт теплопередачі необхідно вказати робочу температуру рідини: для мастила 80° С [41] для охолоджувальної рідини – тосолу 40-50° С [41].

Проводимо параметричне дослідження для визначення робочих зазорів та оптимальних значень витрат охолоджувальних рідин. Для матеріалу 30ХГСА значення межі теплостійкості знаходиться на рівні 200° С [17], в свою чергу для матеріалу ВАЛ14 дане значення рівне 250° С [8].

За результатами розрахунків складаємо зведену таблицю (табл. 3.1) результатів та будуємо графіки залежності (рис. 3.17-3.18) середньої температури стінки від об'ємних витрат рідини, з позначенням найліпшого результату (рис. 3.19-3.20)

Таблиця 3.1 Результат параметричного дослідження

| Охолоджуюча рідина | | | Мастило | | |
|----------------------|------------------------|------------------------|---------------------|------------------------|------------------------|
| Об'ємні витрати, л/с | Середня температура, ° | Переміщення стінок, мм | Об'ємні витрати л/с | Середня температура, ° | Переміщення лопаті, мм |
| 0,05 | 420 | 0.40 | 0,05 | 410 | 0.40 |
| 0,1 | 405 | 0.45 | 0,075 | 400 | 0.45 |
| 0,15 | 365 | 0.46 | 0,1 | 380 | 0.46 |
| 0,2 | 350 | 0.38 | 0,125 | 350 | 0.38 |
| 0,25 | 345 | 0.35 | 0,15 | 340 | 0.35 |
| 0,3 | 320 | 0.25 | 0,175 | 320 | 0.25 |
| 0,35 | 308 | 0.20 | 0,2 | 300 | 0.20 |
| 0,4 | 285 | 0.19 | 0,225 | 295 | 0.19 |
| 0,45 | 260 | 0.18 | 0,25 | 290 | 0.18 |
| 0,5 | 254 | 0.17 | 0,275 | 284 | 0.17 |
| 0,55 | 250 | | 0,3 | 281 | |
| 0,6 | 242 | | 0,325 | 270 | |
| 0,65 | 238 | | 0,35 | 265 | |
| 0,7 | 231 | | 0,375 | 262 | |
| 0,75 | 225 | | 0,4 | 260 | |

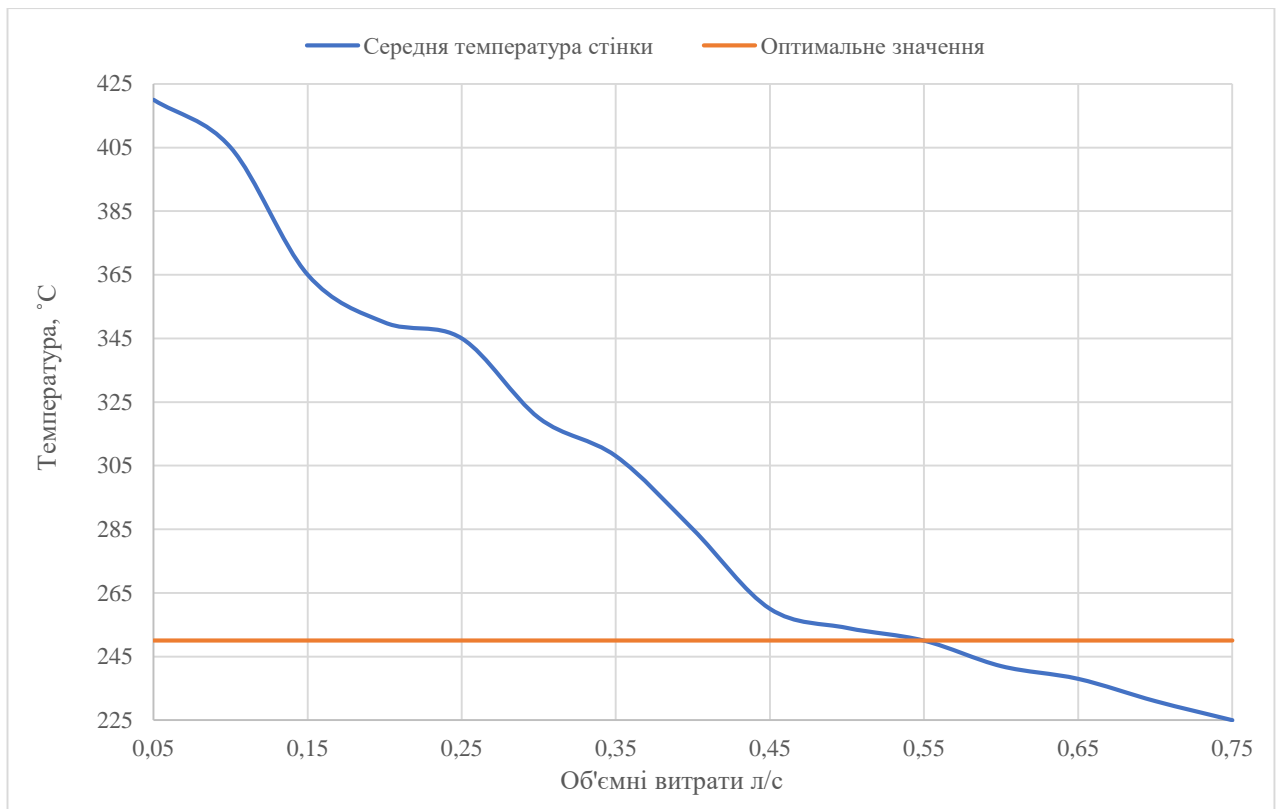


Рисунок 3.17 – Графік залежності середньої температури критичного місця корпусу від об'ємних витрат охолоджуючої рідини

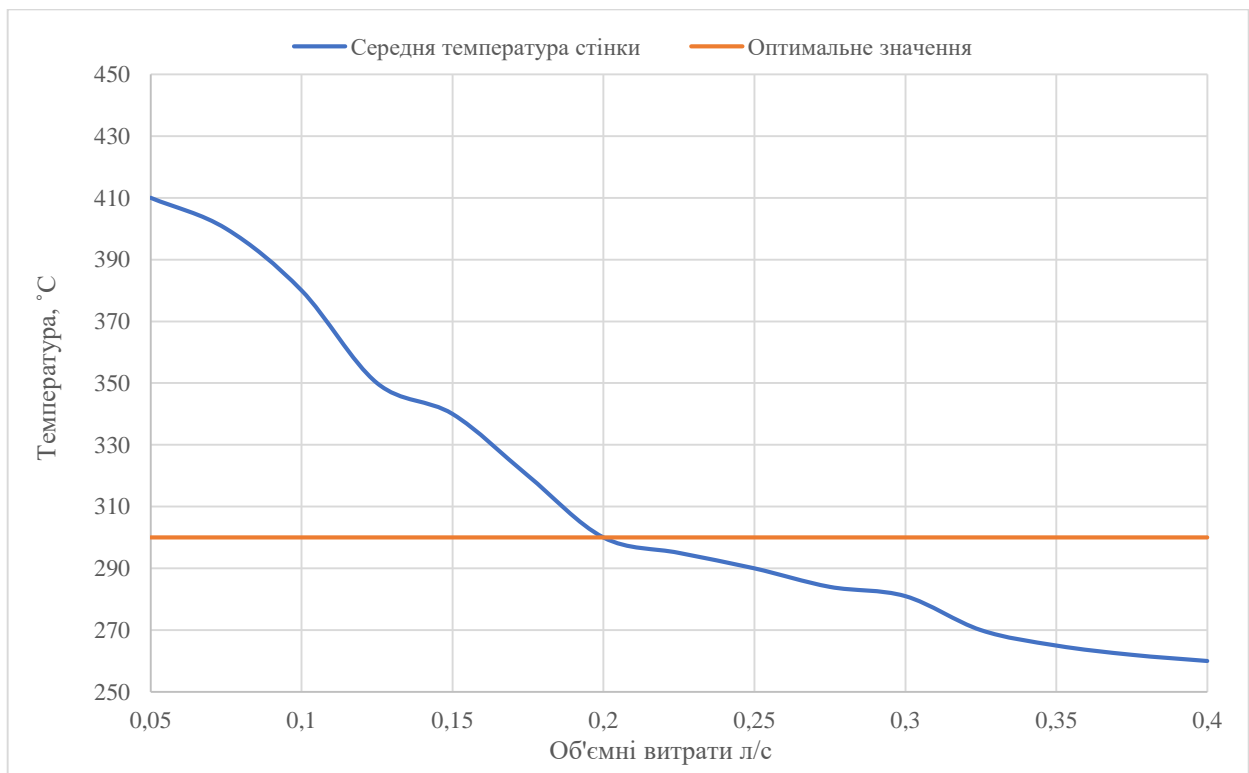


Рисунок 3.18 – Графік залежності середньої температури лопаті від об'ємних витрат мастила

B: Steady-State Thermal

Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 1
12.12.2018 23:51

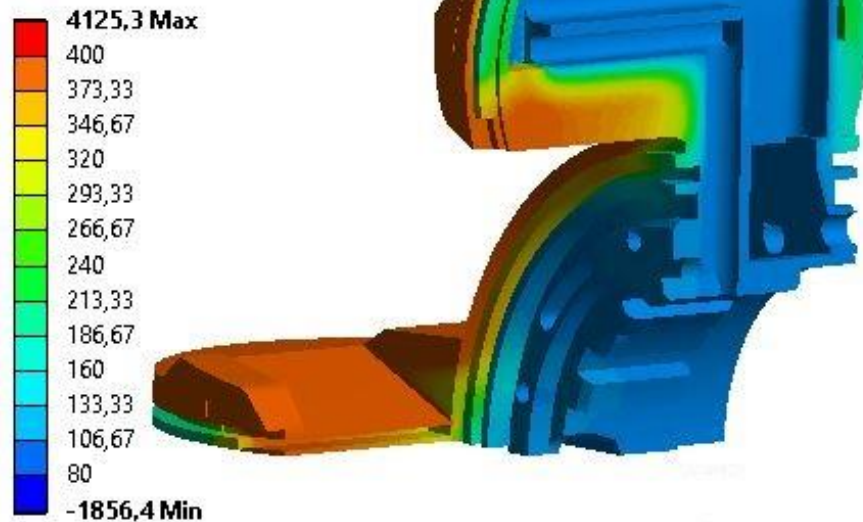
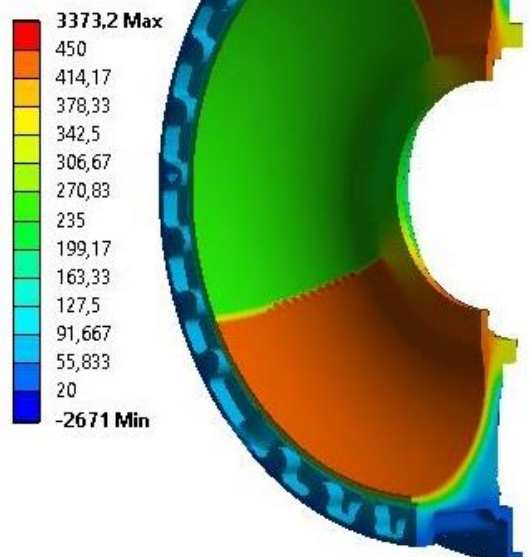


Рисунок 3.19 – Температурні поля деталі «Ротор»

D: Steady-State Thermal

Temperature 3
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 1
12.12.2018 23:14



D: Steady-State Thermal

Temperature 2
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 1
12.12.2018 23:16

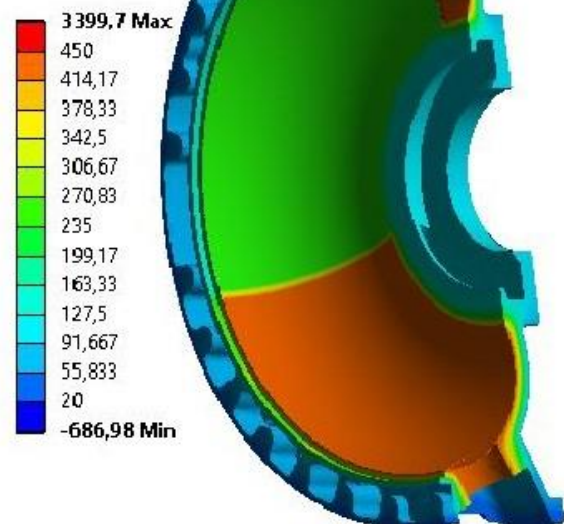


Рисунок 3.20 – Температурні поля деталей «Стінка 1» та «Стінка 2»

Для забезпечення необхідних робочих зазорів необхідно призначити відхилення основних розмірів деталей, що утворюють камеру згорання. З

урахуванням переміщень при обраних режимах охолодження, для деталі ротор 0.32, для корпусних деталей Стінка 1 та 2 0.22 мм, для забезпечення робочого зазору рівного 0,04-0,08 мм [28], приймаємо відхилення валу d9, а відхилення отвору H8

3.2.3 Перевірка параметрів роторів на міцність з урахуванням термо-навантаженості

З урахуванням визначеного в попередньому розділі термо-напруженого стану деталі «Ротор», необхідно провести повторний аналіз з урахуванням теплового навантаження. За основу взято термо-напружену модель до якої прикладено навантаження аналогічно до попередніх пунктів. Результати розрахунку наведені на рисунку 3.21.

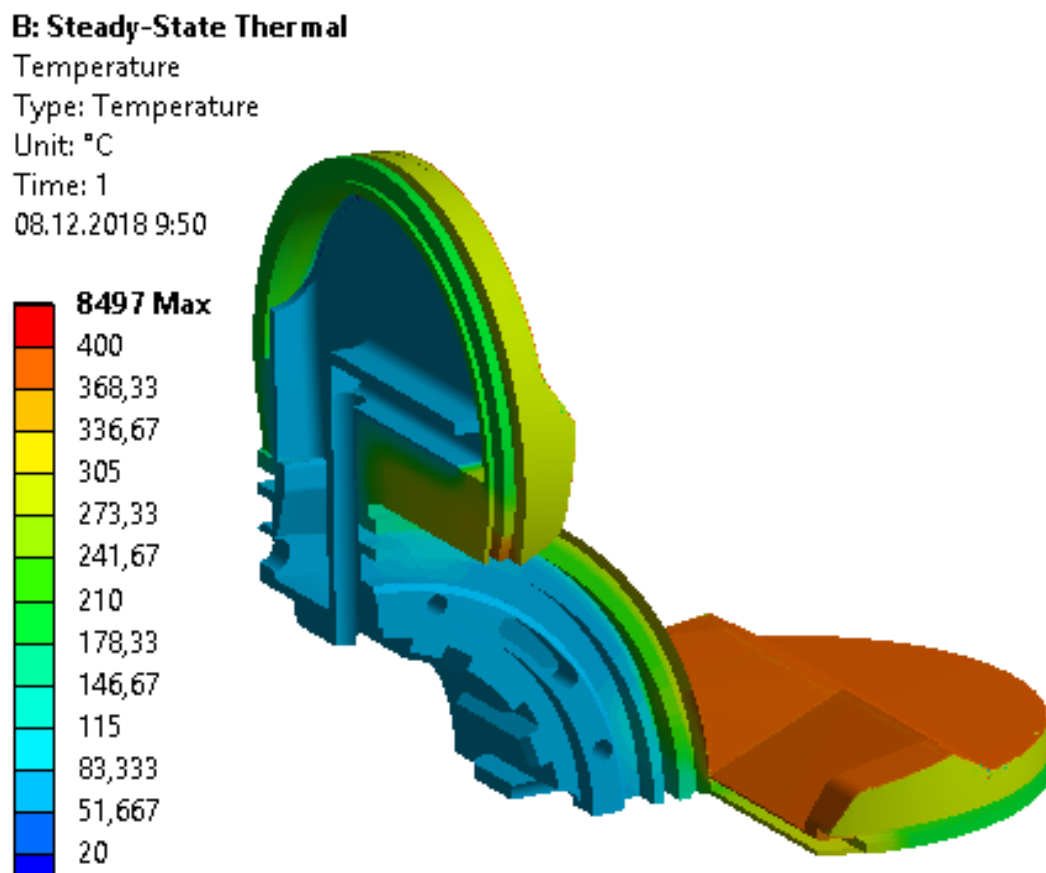


Рисунок 3.21 – Епюра напружень деталі «Ротор» з урахуванням термопружного стану

3.2.4 Аналіз впливу термо-навантаженості на характеристики міцності основних силових деталей роторно-лопатевого двигуна

З урахування епюри теплового розподілення визначимо умову теплопередачі першого роду (температура) через шліцьові поверхні та підшипникові опори, також необхідно врахувати відведення тепла за рахунок омивання внутрішніх поверхонь деталей охолоджувальною рідиною, що прямує до охолоджувальних каналів деталей «Ротор», аналогічно до попередніх пунктів.

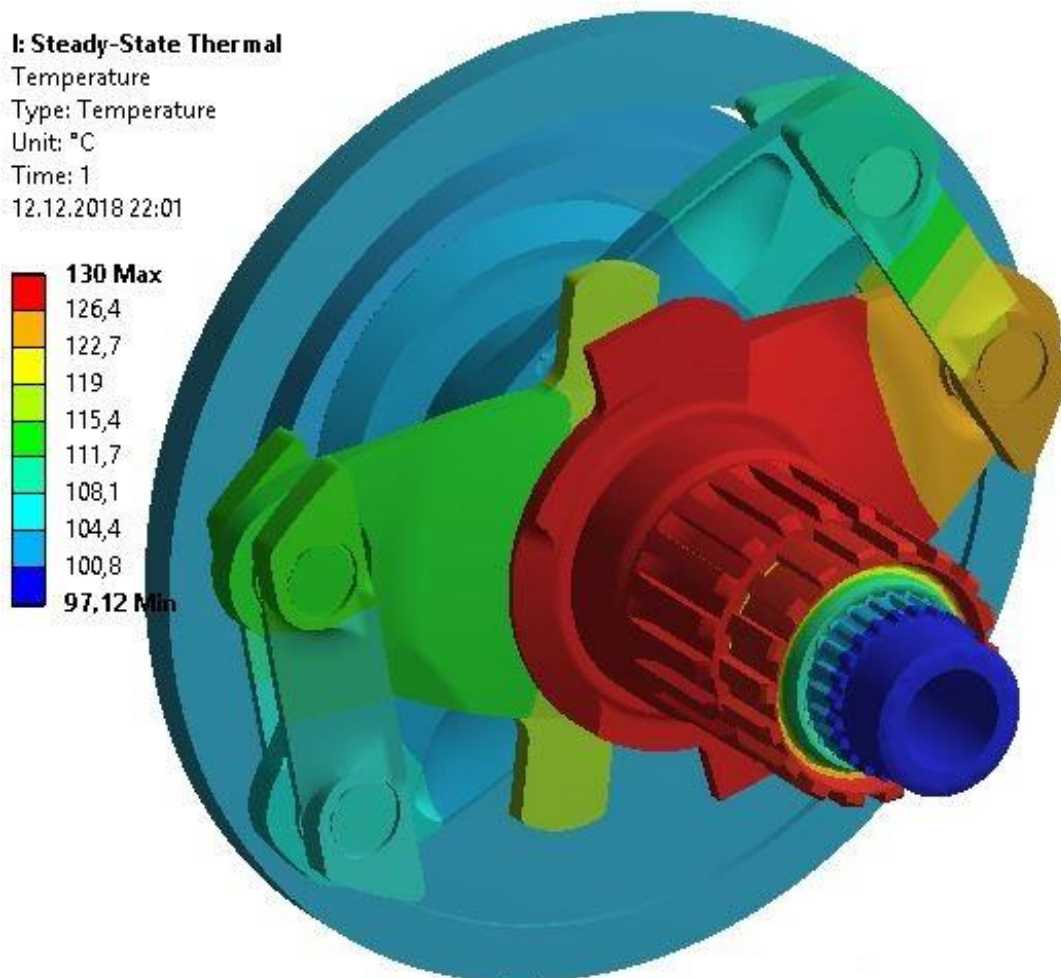


Рисунок 3.22 – Епюра температур силового механізму

За результатами розрахунку (рис. 3.22) знайдемо найбільше значення та складемо порівняльну таблицю (табл. 3.2) зміни коефіцієнту запасу міцності з урахуванням температурного впливу. Коефіцієнт запасу міцності необхідно розрахувати виходячи з залежності зміни межі витривалості відносно температури матеріалу, що застосовано в деталі [5].

Таблиця 3.2 Запас міцності термо-навантажених деталей

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Коефіцієнт запасу міцності за відсутності тепла | Температура початку зменшення характеристик міцності, °C | Температура деталі, °C | Коефіцієнт запасу міцності з урахуванням тепла |
|---------------------|----------------------|---|--|------------------------|--|
| ВОД | 1 | 2,56 | 200 | 102 | 2,56 |
| | 2 | 2,34 | | | 2,34 |
| ВВ | 1 | 2,33 | | 130 | 2,33 |
| | 2 | 2,15 | | | 2,15 |
| ВС | 1 | 2,15 | | 112 | 2,15 |
| | 2 | 2,05 | | | 2,05 |
| КР | 1 | 2,10 | | 101 | 2,10 |
| | 2 | 2,02 | | | 2,02 |
| | 3 | 3,07 | | | 3,07 |
| Втулка | - | 2,05 | 300 | 130 | 2,05 |

3.3 Виготовлення робочого макету

Результатом одного з етапів конструкторсько-технологічного забезпечення, було виготовлення поміжного варіанту двигуна для відпрацювання основних конструктивних та технологічних особливостей. Фото основних вузлів двигуна представлено на рисунках 3.23-3.25



Рисунок 3.23 – Силовий механізм РЛД



Рисунок 3.24 – Робочі елементи РЛД



Рисунок 3.25 – Корпусні деталі РЛД

3.4 Висновок

1. Проведено моделювання термодинамічного процесу ДВЗ, з підтвердженням достовірності відносно математичної моделі.

2. Запропоновано конструкцію деталі «Ротор», що має на 557% більший запас міцності, та на 120% більшу жорсткість, за рахунок заміни матеріалу та оптимізації конструкції без збільшення маси лопаті.

3. Визначено оптимальні параметри об'ємної витрати охолодження для забезпечення працездатності силового механізму та двигуна в цілому. За рахунок чого визначено оптимальні номінальні розміри деталей камери згоряння для забезпечення зазору в розмірі 0,06 мм при найпродуктивніших режимах роботи двигуна.

4. Стартуп проект

За врахуванням розглянутих характеристик двигуна, його конструктивних та технологічних особливостей, складаємо стартуп проект роторно-лопатевого двигуна.

Таблиця 4.1 Опис ідеї стартуп-проекту

| Зміст ідеї | Напрямки застосування | Вигоди для користувача |
|---|---|---|
| Розробка роторно-лопатевого двигуна та інтеграція генераторної схеми застосування | 1. Авіаційний двигун | Високий показник питомої потужності, менша кількість деталей, компактність |
| | 2. Гібридна генераторна установка (авіація) | Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї, компактність, менша кількість деталей |
| | 3. Гібридна генераторна установка (автомобілебудування) | Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї |
| | 4. Генераторні установки стаціонарного типу | Економічність, альтернативні види палива |

Таблиця 4.2 – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

| № п/п | Техніко економічні характеристики ідеї | Потенційні конкуренти | | | W (слабкі сторони) | N (нейтральні сторони) | S (сильні сторони) |
|-------|--|-----------------------|------------------|------------------|--------------------|------------------------|--------------------|
| | | Rotary Motors | Rotax 915 IS/ISC | The Higgs Diesel | | | |
| 1 | Вага, кг | 40 | 84 | 47 | | | + |
| 2 | Потужність, к.с. | 150 | 135 | 120 | | | + |
| 3 | Габарити, мм | 400x500 | 400x550 | 520x600 | | | + |
| 4 | Максимальні оберти, хв ⁻¹ | 6500 | 5800 | 5000 | | + | |
| 5 | Витрати палива г/кВт год | 300 | 310 | 400 | | + | |
| 6 | Питома потужність, к.с/кг | 3,75 | 1,6 | 2,55 | | | + |
| 7 | Кількість деталей ,шт | | | | | | + |
| 8 | Об'єм ,л | 1,4 | 1,35 | 1,5 | | + | |

| № п/п | Техніко економічні характеристики ідеї | Потенційні конкуренти | | | W (слабкі сторони) | N (нейтральні сторони) | S (сильні сторони) |
|----------|---|-----------------------|---------------------|------------------------|--------------------------|------------------------------|--------------------------|
| | | Rotary Motors | Rotax 915 IS/ISC | The Higgs Diesel | | | |
| 9 | Кількість робочих об'ємів ,шт. | 8 | 4 | 4 | | | + |
| 10 | Ресурс ,год | 2000 | 2000 | 1600 | | + | |
| 11 | Ціна,\$ | 700 | 1500 | 1350 | | | + |

Таблиця 4.3 Технологічна здійсненність ідеї проекту

| № п/п | Ідея проекту | Технологія реалізації | Об'єкт технології | Наявність технології | Доступність технології |
|----------|--|--|---|-------------------------|---------------------------|
| - | - | Формовочні процеси | | | |
| 1 | Виготовлення деталей нескладної форми | - Лиття в піщано глинясті форми | Корпуси допоміжних вузлів | + | - |
| 2 | Виготовлення деталей складної форми | - Лиття під тиском | Корпуси робочих поверхонь, корпус редуктора | + | - |
| - | - | Механічна обробка | | | |
| 3 | Обробка тіл обертання | Токарна обробка з ЧПК | Вали кінематичного механізму, вісі, шестерні | + | + |
| 4 | Попередня обробка плоских та складних поверхонь | Фрезерна обробка з ЧПК | Спряжені поверхоні корпусних деталей, ротори, балансувальні елементи | + | + |
| 5 | Виготовлення зубчастих коліс та шестерень | Зубооброблення | Водило, опорна шестерня, шестерні синхронізуючого механізму, шестерні редуктора | + | - |
| 6 | Фінішні обробки фланцевих поверхонь, та поверхонь тертя кінематичного механізму | Плоско шліфувальна | Корпусні деталі, води́ло, шатуни | + | + |
| 7 | Фінішна обробка тіл обертання | Кругло- шліфувальна | Вали, розтискна втулка | + | + |
| 8 | Фінішна обробка зубчастих поверхонь | Зубо- шліфувальна | Водило, опорна шестерня, шестерні синхронізуючого механізму | + | - |

| № п/п | Ідея проекту | Технологія реалізації | Об'єкт технології | Наявність технології | Доступність технології |
|----------|---|-----------------------------------|--|-------------------------|---------------------------|
| 9 | Фінішна обробка робочої порожнини двигуна | Хонінгування | Корпусні деталі | + | + |
| - | - | Хіміко-термічна обробка | | | |
| 10 | Покриття робочої поверхні двигуна | Мікро дугове оксидування | Корпусні деталі | + | + |
| 11 | Підвищення твердості та зниження коефіцієнту тертя робочих поверхонь | Цементация | Водило, опорна шестерня, шестерні редуктора | + | + |
| 12 | Підвищення твердості поверхневого шару контактних поверхонь | Азотування | Вали кінематичного механізму, шестерні | + | + |
| 13 | Утворення зносостійкого шару робочої поверхні двигуна | Хромування | Корпусні деталі | + | - |
| 14 | Підготовча операція для азотування, зменшення коефіцієнту тертя робочих поверхонь, та підвищення мікротвердості | Магнітно- абразивна обробка | Шестерні, вали кінематичного механізму, вісі | + | + |
| | Підвищення міцності та твердості деталей кінематичного механізму | Гартування та відпуск | Вали кінематичного механізму, шестерні | + | + |

Таблиця 4.4 Попередня характеристика
потенційного ринку startup-проекту

| № п/п | Показники стану ринку (найменування) | Характеристика |
|----------|---|---|
| 1 | Кількість головних гравців | 8 |
| 2 | Загальний обсяг продаж грн/ум. од. | 605 |
| 3 | Динаміка ринку | Зростає |
| 4 | Наявність обмежень для входу | |
| 5 | Специфічні вимоги до стандартизації та специфікації | Авіаційне правило 17, Екологічна сертифікація ДВЗ |
| 6 | Середня норма рентабельності в галузі, % | 7,4-11,6 |

Таблиця 4.5 Характеристика потенційних клієнтів startup -проекту

| № п/п | Потреба, що формує ринок | Цільова аудиторія | Відмінність у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів | Вимоги споживачів до товару |
|----------|-----------------------------|--|---|--|
| 1 | Компактність | Виробники приватних гвинтових літаків | Насторожливість з приводу новизни продукту, | Надійність, економічність. Швидке реагування на виникаючі загрози. |
| 2 | Висока питома потужність | Виробники приватних гвинтових літаків, безпілотні розвідувальні апарати, автомобілі. Підприємства модернізацій транспортних засобів | Надійність та стабільність роботи | -//- |
| 3 | Економічність | -//- | Пошуки вигідного продукту | -//- |
| 4 | Альтернативність палива | Безпілотні літаючі апарати, підприємства- користувачі генераторів | Норми екологічності | -//- |

Таблиця 4.6 Фактори загроз

| № п/п | Фактор | Зміст загрози | Можлива реакція компанії |
|-------|------------------------------------|---|--|
| 1 | Пошуки інвестицій | Насторожливість інвесторів з приводу новизни типу двигуна | Точне висвітлення ризиків та способів їх усунення |
| 2 | Впровадження серійного виробництва | Складнощі у відношенні час/вартість | Співпраця з підприємствами, які надають послуги виготовлення |
| 3 | Бюрократія | Проходження стандартизації та сертифікації виробу | Передбачення та усунення усіх можливих негаразд |
| 4 | Плагіат | Копіювання та швидке виготовлення продукту в східній частині континенту | Судові розбірки та накладення санкцій, на підставі патентів, ноу хау, ліцензій |

Таблиця 4.7 Фактори можливостей

| № п/п | Фактор | Зміст можливості | Можлива реакція компанії |
|-------|---|---|---|
| 1 | Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті | Модернізація автомобіля чи літака з використанням розробки | Співпраця із зацікавленими компаніями |
| 2 | Створення власної лабораторії | Власне дослідження та обробка експериментальних даних | Оптимізація конструкції та режимів роботи нових моделей |
| 3 | Залучення науково-дослідних інститутів | Дослідження та обробка експериментальних даних для оптимізації режимів роботи та безпеки. Тестування новітніх методів та технологій | Участь у наукових конференціях, та виставках отримання нового партнерства Патентування новітніх розробок. |

Таблиця 4.8 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

| Особливості конкурентного середовища | В чому проявляється дана характеристика | Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною) |
|--|---|--|
| 1. Тип конкуренції: Чиста | Можливість захвату ринку за рахунок нового типу двигуна | Оперування аргументами новітності розробки та можливості просування в сторону покращення продукту. |
| 2. За рівнем конкурентної боротьби: Міжнаціональний | Конкуренти в різних країнах світу | Швидке захоплення ринку на національному рівні, можливість заявити про себе. |

| Особливості конкурентного середовища | В чому проявляється дана характеристика | Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною) |
|---|--|--|
| 3. За галузевою ознакою: Міжгалузева | Використання виробу в різних галузях: автомобілебудування, авіабудування | Можливість вибору найсприятливішого розвитку подій |
| 4. Конкуренція за видами товарів: Товаро-родова | Можливість задоволення різних потреб споживачів | Використання позитивних якостей продукту у вигляді приманки для споживачів |
| 5. За характером конкурентних переваг: Нецінова | Кращі техніко-економічні показники | Висвітлити свої переваги |

Таблиця 4.9 Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

| Складові аналізу | Прямі конкуренти в галузі | Потенційні конкуренти | Клієнти | Товари-замінники |
|------------------|--|---|---|---|
| | Підприємства виробники двигунів внутрішнього згорання: Rotax | Підприємства, що займаються розробкою та виготовленням електромобілів: Tesla motors | Зменшення ціни виробу, строки постачання | Прогресивне виготовлення електромобілів та їхнє часткове захоплення ринку |
| Висновки: | Нарощування виробництва та підґрунтя для удосконалення | Потенційні конкуренти мають присутність на ринку, але не є прямими через низьку питому енергоефективність | Проведення робіт по зменшенню собівартості, заміна дорогих технологій | Неможливість конкурувати в екологічності даного виду транспорту. |

Таблиця 4.10 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

| № п/п | Фактор конкурентоспроможності | Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор порівняння конкурентних проектів значущим) |
|-------|-------------------------------|---|
| 1 | Компактність | Можливість використання високої потужності на малих транспортних засобах |
| 2 | Висока питома потужність | За рахунок синергії процесу горіння Отто та обертання робочих камер |
| 3 | Економічність | Низька собівартість продукту у порівнянні із конкурентами, за рахунок меншої кількості деталей. Кращий процес горіння палива. |
| 4 | Альтернативність палива | Можливість використання альтернативних, здешевлених, а також екологічно чистіших видів палива. |

Таблиця 4.11 Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту «Роторно лопатевий двигун»

| № п/п | Фактор конкуренто-спроможності | Бали (1-20) | Рейтинг товару «Rotax» | | | | | | |
|-------|--------------------------------|-------------|------------------------|----|----|---|----|----|----|
| | | | -3 | -2 | -1 | 0 | +1 | +2 | +3 |
| 1 | Компактність | 5 | | | + | | | | |
| 2 | Висока питома потужність | 18 | + | | | | | | |
| 3 | Економічність | 9 | | | | + | | | |
| 4 | Альтернативність палива | 19 | + | | | | | | |

Таблиця 4.12 . SWOT- аналіз startup -проекту

| | |
|--|---|
| Сильні сторони: Компактність, висока питома потужність, економічність, альтернативність палива | Слабкі сторони: Тепловідвід, Застосування дорогих важкооброблюваних матеріалів |
| Можливості: Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті, створення власної лабораторії, залучення науково-дослідних інститутів | Загрози: Пошуки інвестицій, Впровадження серійного виробництва, Бюрократія, Плагіат |

Таблиця 4.13 Альтернативи ринкового впровадження startup -проекту

| № п/п | Альтернатива(орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки | Ймовірність отримання ресурсів, % | Строки реалізації, місяців |
|-------|--|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. | Авіаційний двигун | 50 | 12 |
| 2. | Гібридна генераторна установка (авіація) | 50 | 17 |
| 3. | Гібридна генераторна установка (автомобілебудування) | 30 | 13 |
| 4. | Генераторні установки стаціонарного типу | 28 | 12 |
| 5. | Модернізація транспортного засобу з заміною існуючого агрегату | 35 | 14 |

Примітка: Жирним шрифтом виділено обраний варіант

Таблиця 4.14 Вибір цільових груп потенційних споживачів

| № п/п | Опис цільової групи потенційних клієнтів | Готовність споживачів сприйняти продукт, % | Орієнтований попит в межах цільової групи, шт/рік | Інтенсивність конкуренції в сегменті, % | Простота входу у сегмент, % |
|-------|--|--|---|---|-----------------------------|
| 1 | Підприємства виробники літальних апаратів | 80 | 300 | 60 | 75 |
| 2 | Підприємства виробники наземних | 60 | 1000 | 65 | 40 |

| | | | | | |
|---|---|----|-----|----|----|
| | транспортних засобів | | | | |
| 3 | Бажаючі модернізувати транспортні засоби | 40 | 100 | 15 | 65 |
| 4 | Користувачі стаціонарних генераторних установ на постійній основі | 30 | 200 | 55 | 45 |

Примітка: Жирним шрифтом виділено обраний варіант

Таблиця 4.15 Визначення базової стратегії розвитку

| № п/п | Обрана альтернатива розвитку проекту | Стратегія охоплення ринку | Ключові конкурентні спроможні позиції відповідно до обраної альтернативи | Базова стратегія розвитку* |
|-------|--------------------------------------|---------------------------|--|----------------------------|
| 1 | Авіаційний двигун | Ексклюзивний розподіл | Компактність, Висока питома потужність, Економічність | Стратегія диференціації |

Таблиця 4.16 Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

| № п/п | Чи є проект «першопрохідцем» на ринку? | Чи буде компанія шукати нових споживачів або забирати існуючих конкурентів? | Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента і які? | Стратегія конкурентної поведінки* |
|-------|--|---|--|-----------------------------------|
| 1 | Ні | Так | Ні | Стратегія виклику лідера |

Таблиця 4.17 Визначення стратегії позиціонування

| № п/п | Вимоги до товару цільової аудиторії | Базова стратегія розвитку | Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту | Вибір асоціацій, які мають сформулювати комплексну позицію власного проекту |
|-------|-------------------------------------|---------------------------|--|---|
| 1 | Високий ресурс | Стратегія диференціації | - | - |
| 2 | Надійність | | + | + |
| 3 | Економічність | | + | +/- |
| 4 | Альтернативність палива | | + | + |
| 5 | Високий показник питомої потужності | | + | + |

Таблиця 4.18 Визначення ключових переваг
концепції потенційного товару

| № п/п | Потреба | Вигода, яку пропонує товар | Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити) |
|----------|-------------------------------------|---|--|
| 1 | Високий ресурс | Час гарантійної роботи двигуна | Збільшений ресурс за рахунок застосування удосконалених технологій виготовлення двигуна |
| 2 | Надійність | Зменшення кількості поломок та необхідності технічного обслуговування | Використання високоміцних матеріалів |
| 3 | Економічність | Зменшення використання палива | Використання синергічної складової двигуна |
| 4 | Альтернативність палива | Можливість використання різних видів палива | Використання особливих методів фізико-хімічного оброблення робочих поверхонь двигуна та можливість регулювання ступеню стискання |
| 5 | Високий показник питомої потужності | Можливість в подальшому створювати нові транспортні та літальні засоби. Різниця маси використовувати для джерел живлення. | Використання синергічної складової двигуна та застосування матеріалів аерокосмічної промисловості |

Таблиця 4.19 Опис трьох рівнів моделі товару

| Рівні товару | Сутність та складові | | |
|---|---|------|---------------|
| 1. Товар за задумом | Легкий, економічний та потужний двигун внутрішнього згорання с можливістю використання альтернативних видів палива. | | |
| 2. Товар у реальному виконанні | Властивості характеристики | В/нВ | Вр/Тх/Тл/Е/Ор |
| | 1.Високий ресурс | нВ | Тх |
| | 2.Надійність | В | Тх |
| | 3.Економічність | В | Вр |
| | 4.Альтернативні види палива | В | Вр |
| | 5. Питома потужність | В | Тх |
| Якість: Авіаційне правило 17, Європейський стандарт екологічності | | | |
| Пакування: ГОСТ 23170-78 | | | |

| | |
|---|---|
| | <p>Марка: Роторно лопатевий двигун внутрішнього згорання «Rotary Motors»</p>  |
| 3. Товар із підкріпленням | До продажу: Високий рівень якості, Сертифікація та стандартизація, Паспорт двигуна |
| | Після продажу: гарантійний ремонт, гарантія повернення грошей і обміну товар |
| За рахунок чого потенційний товар буде захищено від підроблення: Патенти, Ноу хау. Ліцензії | |

Таблиця 4.20 Визначення меж встановлення цін

| № п/п | Рівень цін на товари заміники | Рівень цін на товари аналоги | Рівень доходів цільової групи споживачів | Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар |
|-------|-------------------------------|------------------------------|--|---|
| 1 | 1000 | 600 | - | 600-1000 |

Таблиця 4.21 Формування системи збуту

| № п/п | Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів | Функції збуту, які має виконувати постачальник товару | Глибина каналу збуту | Оптимальна система збуту |
|-------|---|---|-----------------------|--------------------------|
| 1 | Поступовий | Продаж, супроводження, консультування та заключення договорів з клієнтами | Канал нульового рівня | Власна система збуту |

Таблиця 4.22 Концепція маркетингових комунікацій

| № п/п | Специфіка поведінки цільових клієнтів | Канали комунікацій, якими користуються клієнти | Ключові позиції, обрані для позиціонування | Завдання рекламного повідомлення | Концепція рекламного звернення |
|-------|--|---|---|--|--|
| 1 | Примхливі до деталей, та високі вимоги до технічних характеристик та надійності двигуна. | Веб-сторінка компанії, пошуки клієнтів через прямі контакти | Якість, економічність, висока питома потужність | Стисло та влучно подати інформацію про переваги та суть проекту до споживача | Наш двигун світле майбутнє. Уразі невдоволення ми повернемо гроші! |

Висновок

1. За проведеним дослідженням визначено головного конкурента на внутрішньому та зовнішньому ринках – Rotax.
2. Розроблено стратегію розвитку та ринок збуту, а саме авіабудівні компанії ООО Аеропракт та ANG.
3. На основі SWOT аналізу визначено слабкі сторони: тепловідвід, застосування дорогих важкооброблюваних матеріалів; Та загрози: пошуки інвестицій, впровадження серійного виробництва, бюрократія, плагіат.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного порівняльного аналізу було визначено актуальність конструкторського та технологічного забезпечення роторно-лопатевого двигуна, що має кращі показники, за найближчий за характеристиками двигун Ванкеля, в середньому на 10-20%.

2. За допомогою інтегрованого оцінювання обрано програмне забезпечення для проведення FEA та CFD розрахунків Ansys Mechanical та Ansys Fluent. Данні модулі поступаєтьс я опонентам у зручності інтерфейсу, але мають значну перевагу за наявністю методики розрахунку, підтвердженням достовірності розрахунків та наявності досвіду роботи в даних програмних забезпечень.

3. Проведено моделювання динаміки руху силового механізму, що дозволило визначити навантаження та напрямки їх дії в опорах та ланцюгах.

4. На основі проведеного моделювання підібрано підшипникові опори, та розраховано коефіцієнт динамічності для деталей механізму.

5. Проведено конструювання та моделювання напружено-деформованого стану трьох варіантів силового механізму серед яких було обрано третій варіант конструкції, що забезпечує необхідну жорсткість, та міцність конструкції, при збільшенні маси на 8%, що не суттєво.

6. Адаптовано методику моделювання термодинамічного процесу ДВЗ з урахуванням конструктивних особливостей даного двигуна.

7. Запропоновано конструкцію деталі «Ротор», що має в чотири рази більший коефіцієнт запасу міцності, та вдвічі більший показник жорсткості, за рахунок заміни матеріалу та оптимізації конструкції без збільшення маси лопаті.

8. Визначено оптимальні параметри об'ємної витрати охолоджуючого середовища для забезпечення працездатності силового механізму та двигуна в цілому. За рахунок чого визначено оптимальні номінальні розміри деталей камери згоряння для забезпечення зазору в розмірі 0,06 мм при найпродуктивніших режимах роботи двигуна.

4. Визначено головного конкурента на внутрішньому та зовнішньому ринках. Розроблено стратегію розвитку та виявлено ринок збуту.

Список використаних джерел

1. Альтман М. Б. Глазунов С. Г. Кишкина С. И. Авиационные материалы Т5 Магниево-титановые сплавы, ОНТИ, 1973 – 583 с.
2. Андрекайте А.А. Вариационные методы построения расчетных сеток для конечно-элементных расчетов в многосвязных областях // Вестник научно-технического развития. – 2010. – № 8 (36). – С. 3–7.
3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник, 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979 – 640 с.
4. Гагарин Е.И., Перспективы дальнейшего усовершенствования и развития конструкций автомобильных двигателей // Журнал про автомобили– 2012 – № 1. – С. 1-5;
5. Горшкалев А. А. Использование CAD/CAE-систем для расчета на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма ДВС // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, – 2011 – №3(27) – С. 172-176;
6. Караваев А.С., Копысов С.П. Метод построения неструктурированных шестигранных сеток из объемных данных // Компьютерные исследования и моделирование. – 2013. – Т. 5, № 1. – С. 11–24.
7. Каталог подшипников INA/FAG. URL: <http://www.upk1.ru/ina> (дата звернення: 09.09.2018)
8. Кишкина С. И. Фридляндер И. Н. Авиационные материалы Т4 Алюминиевые и бериллиевые сплавы, ОНТИ, 1982 – 626 с.
9. Механические свойства и способы их определения
URL: <https://works.doklad.ru/view/xe8iyfTahNQ.html> (дата звернення: 29.10.2018)
10. Мыльников В.В., Шетулов Д.И., Романов А.Д. Исследование параметров микроскопической деформации стали деформируемой сжатием ступенчато возрастающей нагрузкой // Успехи современного естествознания. – 2015. – № 1-3. – С. 486-488;
11. Пат.8210151B2, США. Volume expansion rotary piston machine / США Y. F. Drachko заявл. 2012-07-03; опубл. 2007-12-04 24.с
12. Писаренко Г.С. Агаев В.А Квитка А.Л., Попков В.Г. Уманский Э.С. Сопротивление материалов. Учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.
13. Райков И.Я., Рывтинский Г.Н. Автомобильные Двигатели внутреннего сгорания, Москва: Высшая школа, 1971. – 431 с.
14. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования: ГОСТ 25.507-85. —М.: Издательство стандартов, 1986. — 19 с.

15. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504-82. — М.: Изд-во стандартов, 1982. — 55 с.
16. Русанов О.А. Применение метода конечных элементов в расчетах конструкций автомобильной техники: учеб. пособие / О.А. Русанов. — М.: МГИУ, 2006. — 56 с.
17. Складов Н. М. Потак Я. М. Авиационные материалы Т1 Конструкционные стали, ОНТИ, 1975 – 429 с.
18. Таблицы продукции SKF. URL: <http://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html> (дата звернения: 07.08.2018)
19. Терентьев А.А., Петраков А.П., Компьютерное моделирование процессов горения // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2016`4(31) – С. 25–29.
20. Туснин А.В., Шаламов С.А., Августинovich В.Г., Методика построения конечно-элементной сеточной модели на примере камеры сгорания газотурбинного двигателя // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2013 - № 35 – С. 31-48.
21. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. Том 2. Москва, 1999 – 590 с.
22. Чайнов Н. Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. — М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
23. ABAQUS UNIFIED FEA: <https://www.3ds.com/ru/produkty-i-uslugi/simulia/produkty/abaqus/> (дата звернения: 15.08.2018)
24. Ansdale R. F. Eng C, The Wankel RC ENGINE Design and Performance, ILIFFE, 1968 – 160 с.
25. ANSYS Chemkin Tutorials Manual. URL: https://www.ems.psu.edu/~radovic/ChemKinTutorials_PaSR.pdf (дата звернения: 28.10.2018)
26. ANSYS FLUENT UDF Manual. URL: https://www.researchgate.net/profile/Amir_Javad_Ahmadian_Hosseini2/post/How_can_I_write_a_UDF_for_special_symmetry_boundary_condition_in_fluent/attachment/59d6227479197b8077980c56/AS%3A301991631228936%401449011824185/download/ANSYS14.UDF.Book.pdf (дата звернения: 14.10.2018)
27. ANSYS Structural FEA. URL: https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS%20UK/staticassets/FEA_for_Composites_Seminar_March_2011.pdf (дата звернения: 01.10.2018)
28. ANSYS® Explicit Dynamics and AUTODYN® Applications. URL: <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/Conference/Palm%20Beach/downloads/ANSYS%20Explicit%20Dynamics%20-%20Ashish%20Jaiswal.pdf> (дата звернения: 14.08.2018)
29. ANSYS® Explicit Dynamics and AUTODYN® Applications. URL: <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/Conference/Palm%20Beach/downloads/ANSYS%20Explicit%20Dynamics%20-%20Ashish%20Jaiswal.pdf> (дата звернения: 01.10.2018)

30. Boretta, A. The Future of the Internal Combustion Engine After “Diesel-Gate”. SAE Technical Paper – 2017.– C. 5
31. Boundary Conditions FLUENT. URL: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp06.pdf> (дата звернення: 01.10.2018)
32. C.Guardiola., B.Pla., P.Bares., A.Barbier, An analysis of the in-cylinder pressure resonance excitation in internal combustion engines// Applied Energy, Volume 228, 15 October 2018, Pages 1272-1279.
33. CarTech® AerMet® 340 Alloy. URL: <http://cartech.ides.com/datasheet.aspx?i=101&e=338&c=TechArt&FMT=PRINT> (дата звернення: 07.08.2018)
34. Claudiu Danila. Become a Black Belt in ANSYS Workbench, expertfea.com, 2016 – 85 с.
35. COSMOSWorks <https://www.solidsolutions.co.uk/uploaded/documents/ProductSuite.pdf> (дата звернення: 10.08.2018)
36. Dezhi Zhoua., Wenming Yang., Jing Li., Kun Lin Tay, Efficient Combustion Modelling in RCCI Engine with Detailed Chemistry// Energy Procedia, Volume 105, May 2017, Pages 1582-1587.
37. Ding-Ni Zhanga., Qian-Qian Shangguana., Can-Jun., Xieb Fu Liuc., Sebastian Verhelst, A modified Johnson–Cook model of dynamic tensile behaviors for 7075-T6 aluminum alloy // Journal of Alloys and Compounds, Volume 619, 15 January 2015, Pages 186-194.
38. FLOW-3D <https://www.flow3d.com/> (дата звернення: 28.08.2018)
39. Fortran 90 <https://www.fortran90.org/> (дата звернення: 28.08.2018)
40. Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models. Combust Sci Technol 1995;106:267-95
41. Heat Transfer Modeling. Introductory FLUENT Training. URL: <http://www.engr.uconn.edu/~barbertj/CFD%20Training/Fluent/6%20Heat%20Transfer%20Modeling.pdf> (дата звернення: 10.10.2018)
42. J.M.Nunez., RattiaJ.R.Percival., S.J.Neethling., M.D.Piggott, Modelling local scour near structures with combined mesh movement and mesh optimisation// Journal of Computational Physics, Volume 375, 15 December 2018, Pages 1220-1237.
43. Kokjohn S, Hanson R, Splitter D, Kaddatz J, Reitz R. Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines. SAE 2011-01-0357.
44. Loctite – Full Product List Loctite. URL: <http://www.loctite.ru/full-product-list-loctite-3769.htm> (дата звернення: 29.09.2018)
45. LS-DYNA: <http://www.lstc.com/products/ls-dyna> (дата звернення: 27.08.2018)

46. Modeling Turbulent Flows. Introductory FLUENT Training. URL: http://www.southampton.ac.uk/~nwb/lectures/GoodPracticeCFD/Articles/Turbulence_Notes_Fluent-v6.3.06.pdf (дата звернення: 15.10.2018)
47. Rowland S. Benson N. D. Whitehouse.. Internal Combustion Engines 1st Edition, Pergamon, 1979 – 216 с.
48. Solidworks tutorials URL: <https://www.solidworks.com/sw/resources/solidworks-tutorials.htm> (дата звернення: 20.09.2018)
49. Tadeusz Stolarski., Y. Nakasone S. Yoshimoto.. Engineering Analysis with ANSYS Software 1st Edition, Butterworth-Heinemann, 2006 – 480 с.
50. ThomasDe Cuyper., Joachim Demuynck., Stijn Broekaert., Michel De Paepe., Sebastian Verhelst, Heat transfer in premixed spark ignition engines part II: Systematic analysis of the heat transfer phenomena //Energy Volume 116, Part 1, 1 December 2016, Pages 851-860.
51. Tutorial: Solving a 2D Box Falling into Water URL: https://cae-club.ru/sites/default/files/users/files/2053/fluent-mdm-tut-01_2d-falling-box.pdf (дата звернення: 29.09.2018)
52. Willard W. Pulkrabek, Internal Combustion Engines 1st Edition, Woodhead Publishing, 2011 – 288 с.
53. Wu et al. H. A. Study on Precise Stress Analysis of Diesel Engine Components // CIMAC-Paper. 2004. №44. P. 4-5.
54. Zhang Junhong., Han Jun, CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration// Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 20, Issue 6, August 2006, Pages 1400-1409.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені Ігоря
Сікорського»

КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОГО ДВИГУНА

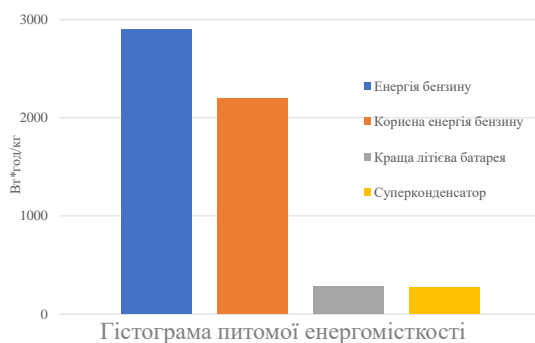
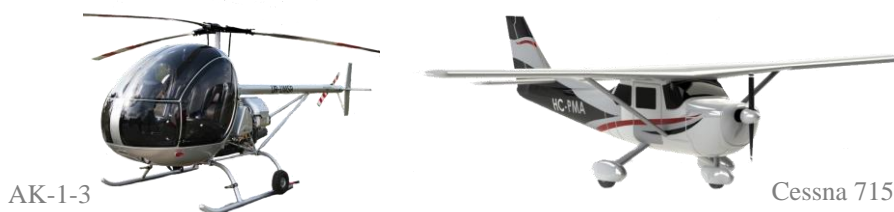
(комплексна магістерська дисертація)

Виконавці:
Михтюк Є. О.
Сухарєв А. О.

Науковий керівник:
д.т.н., проф.
Пасічник В. А.

Київ 2018

Актуальність



Михтюк Є. О.

2

Розгляд існуючих конструкцій



Ванкеля

ККД $\approx 40\%$

$\approx 0.040 \text{ м}^3$

>100 шт.

$\approx 2.5 \text{ к.с./кг}$



Класичної
компоновки

ККД $\approx 25\%$

$\approx 0.080 \text{ м}^3$

>350 шт.

$\approx 1.1 \text{ к.с./кг}$



Аксиальний

ККД $\approx 42\%$

0.040 м^3

>300 шт.

$\approx 1.3 \text{ к.с./кг}$



Ополитний

ККД $\approx 33\%$

0.050 м^3

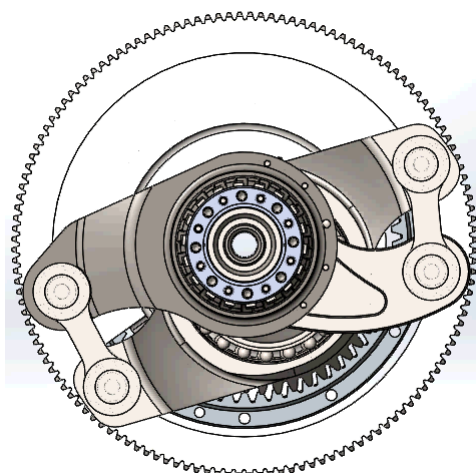
>450 шт.

$\approx 1.3 \text{ к.с./кг}$

Михтюк Є. О.

3

Принцип роботи роторно-лопатевого двигуна (РЛД)



Анімація роботи механізму
силового розподілення

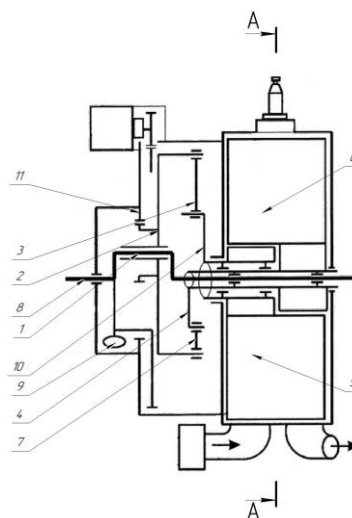


Схема механізму силового розподілення

Михтюк Є. О.

4

Роторно-лопатевий двигун

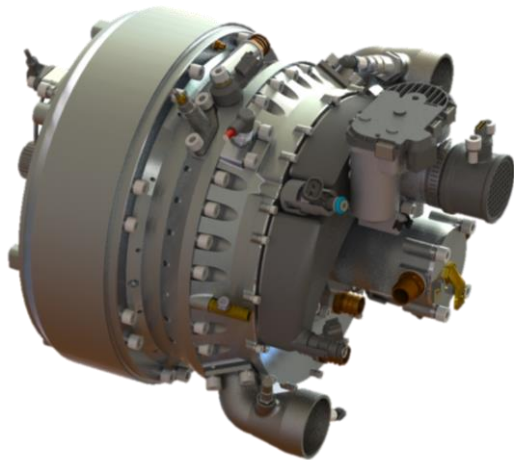
Висока питома потужність > 3 .

Високий ККД $\approx 43\%$

Економічність ≈ 25 кг/год

Кількість деталей ≈ 150 шт.

Займаний простір ≈ 0.035 м³



Роторно-лопатевий двигун

Михтюк Є. О.

5

Порівняльна характеристика двигунів

| Назва двигуна | Питома потужність | ГРМ | Кривошипно-шатунний механізм | Середня кількість деталей, шт | ККД, % | Займаний простір, м ³ | Кількість найкращих показників |
|----------------------|-------------------|-----|------------------------------|-------------------------------|-----------|----------------------------------|--------------------------------|
| Класичної компоновки | 1,1 | + | +/+ | >350 | 25 | 0,080 | 0,0 |
| Опозитний | 1,3 | + | +/+ | >450 | 33 | 0,050 | 0,0 |
| Баландіна | 1,5 | + | -/- | 250 | 40 | 0,038 | 1,0 |
| Аксіальний | 1,3 | + | +/- | 300 | 35 | 0,042 | 0,0 |
| Ванкеля | 2,5 | - | +/- | 100 | 40 | 0,040 | 2,0 |
| Роторно-лопатевий | >3 | - | +/- | 150 | 43 | 0,035 | 3,5 |

Михтюк Є. О.

6

Мета та задачі дисертації

Михтюк Є.О.

Сухарєв А.О.

Мета:

Удосконалити конструкцію роторно-лопатевого двигуна з урахуванням умов міцності та термопружного стану.

Сконструювати форму шатуна яка має найменшу матеріалоємність та витримує всі навантаження в процесі роботи двигуна та розробити технічну документацію для її виготовлення.

Задачі

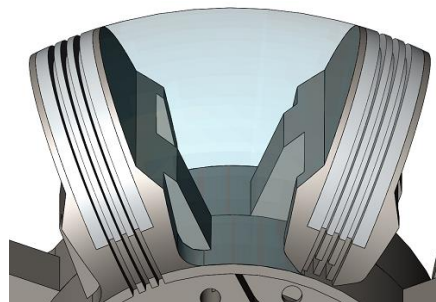
- Змодельовати динаміку руху
- Визначити оптимальну конструкцію механізму силового розподілення
- Змодельовати термодинамічний процес двигунів внутрішнього згорання з урахуванням геометричних особливостей,
- Визначити режими охолодження двигуна
- Визначити перспективи застосування роторно-лопатевого двигуна.
- Сконструювати та виконати різні моделі шатуна з перевіркою на міцність
- Провести випробування на розтяг на розривній машині роздрукованих на 3D принтері моделей
- Виготовити макет деталі остаточного варіанту шатуна.

Михтюк Є. О.

7

Умови проектування

- Відсутність інтерференції;
- Мінімальний радіальний зазор не менше 1.5 мм;
- Мінімальний осьовий зазор не менше 2 мм;
- Відхилення від середнього об'єму камери згорання не більше ніж на 3%
- Максимальні переміщення не більше:
 - Вал зовнішній (Вал середній) 0.65 мм;
 - Водило 0.65 мм;
 - Шатун 0.25 мм;
 - Кривошип 0.60 мм;
- Коефіцієнт запасу міцності не менше 1.8-2.0 відносно межі витривалості матеріалу, з урахуванням термопружного стану
- Відхилення центру мас відносно осі обертання механізму не більше 0.05 мм.



Середній об'єм камери згорання

Михтюк Є. О.

8

Аналіз динаміки руху механізму силового розподілення

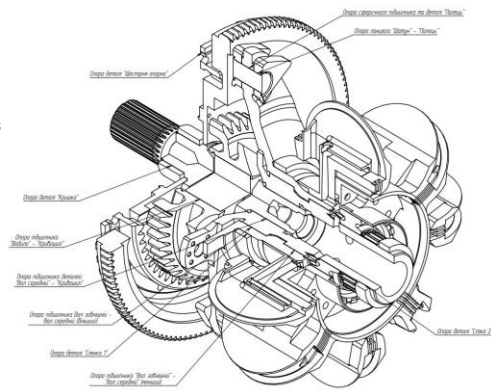
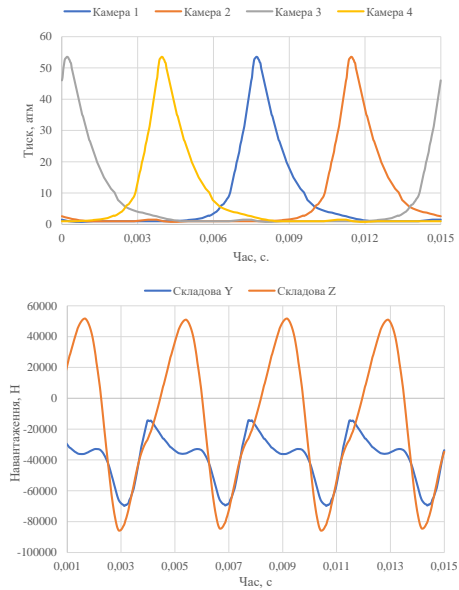
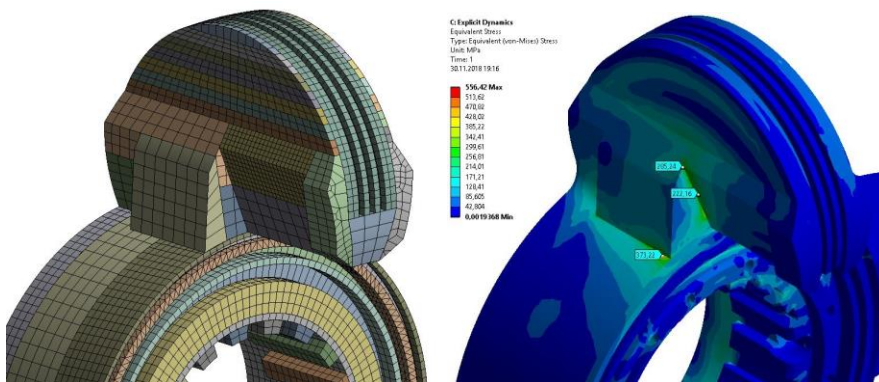


Схема спрощеної моделі

Михтюк Є. О.

9

Визначення коефіцієнту динамічності



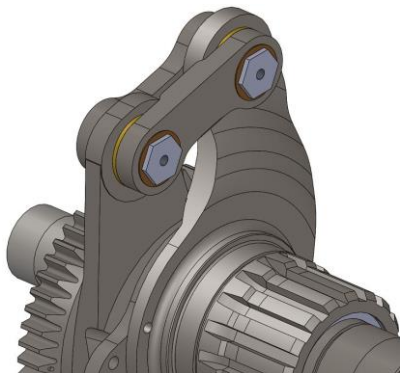
Кінцево-елемента сітка

Результат розрахунку

Михтюк Є. О.

10

Варіант конструкції механізму №1



Вигляд конструкції №1

Результати моделювання

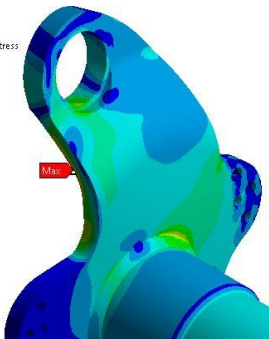
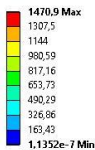
| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектору дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 934 | 0,50 |
| | 2 | 801 | 0,51 |
| ВВ | 1 | 1390 | 1,68 |
| | 2 | 1136 | 1,34 |
| ВС | 1 | 1471 | 3,12 |
| | 2 | 1052 | 2,65 |
| КР | 1 | 1618 | 0,87 |
| | 2 | 1450 | 0,75 |
| | 3 | 1327 | 0,74 |

Михтюк Є. О.

11

Варіант конструкції механізму №1

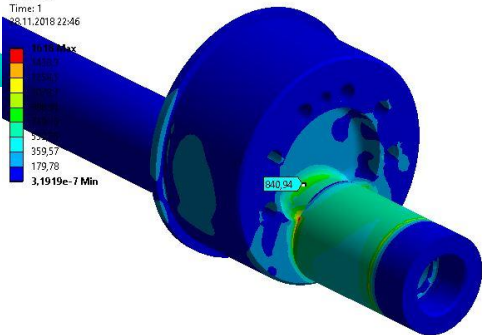
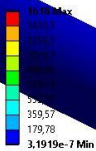
B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
28.11.2018 22:02



Деталь «Вал середній»

Деталь «Кривошип»

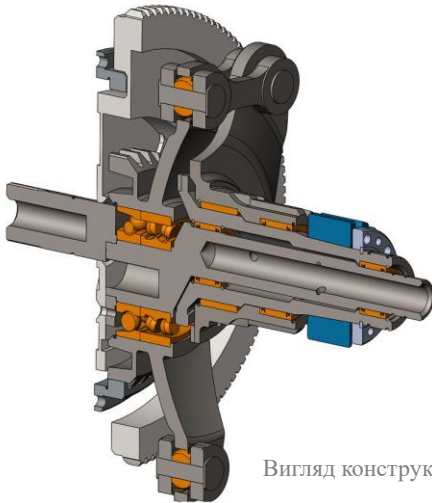
J: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
28.11.2018 22:46



Михтюк Є. О.

12

Варіант конструкції механізму №2



Вигляд конструкції №2

Результати моделювання

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектору дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 916,7 | 1,28 |
| | 2 | 952 | 1,14 |
| ВВ | 1 | 777 | 0,97 |
| | 2 | 668 | 0,81 |
| ВС | 1 | 892 | 2,23 |
| | 2 | 907 | 2,18 |
| КР | 1 | 2817,9 | 0,97 |
| | 2 | 2515 | 0,88 |
| Втулка | 3 | 2051 | 0,74 |
| | 1 | 764 | 3,48 |

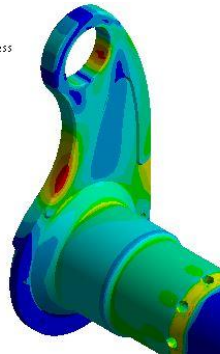
Михтюк Є. О.

13

Варіант конструкції механізму №2

F: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
28.11.2018 14:23

907.35 Max
806.53
705.72
604.9
504.08
403.27
302.45
201.63
100.82
0.00012407 Min

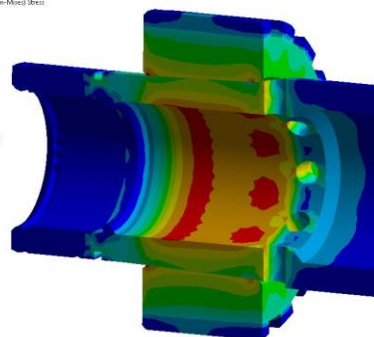


Деталь «Вал середній»

L: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
28.11.2018 16:52

764.72 Max
679.75
594.70
509.01
424.04
338.00
254.91
169.94
84.903
7.5893e-6 Min

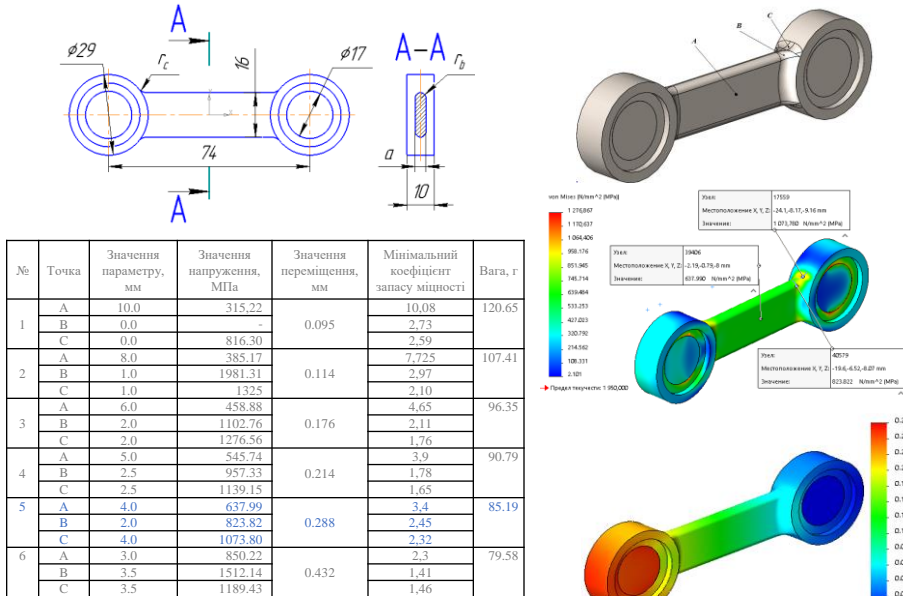
Деталь «Втулка»



Михтюк Є. О.

14

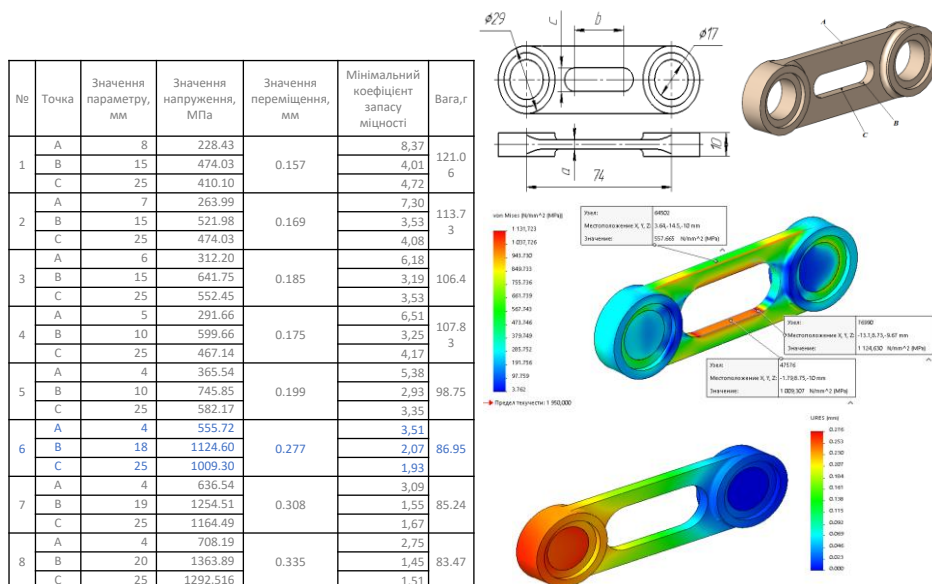
Конструювання та моделювання початкового варіанту шатуна



Сухарев А. О.

15



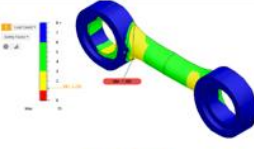


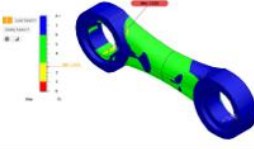


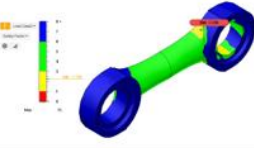
Конструювання та моделювання не типового варіанту шатуна



Сухарев А. О.



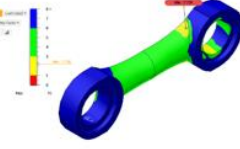


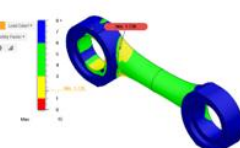
16

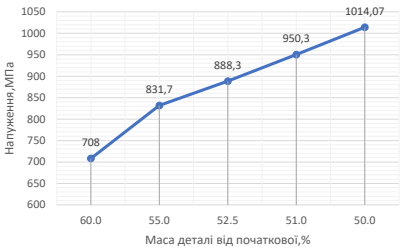
Конструювання та моделювання шатуна за допомогою топологічної оптимізації в Fusion 360

| № | Зменшення маси, % | Згенерована сітка | Твердо тіла модель | Експорт коефіцієнту запасу міцності | Напруження, МПа | Переміщення, мм | Коефіцієнт запасу |
|---|-------------------|---|---|--|-----------------|-----------------|-------------------|
| 1 | 50.0 |  |  |  | 1014.07 | 0,24 | 1,26 |
| 2 | 60.0 |  |  |  | 708.0 | 0,15 | 2,62 |
| 3 | 55.0 |  |  |  | 831,7 | 0,19 | 2,27 |

Сухарев А. О.

17

| № | Зменшення маси, % | Згенерована сітка | Твердо тіла модель | Експорт коефіцієнту запасу міцності | Напруження, МПа | Переміщення, мм | Коефіцієнт запасу |
|---|-------------------|---|---|--|-----------------|-----------------|-------------------|
| 4 | 52.5 |  |  |  | 888.3 | 0.20 | 2.23 |
| 5 | 51.0 |  |  |  | 950.3 | 0,22 | 1.73 |



Сухарев А. О.

18

Варіант конструкції механізму №3

Результати моделювання



Вигляд конструкції №3

| Найменування деталі | Варіант навантаження | Значення напруження, МПа | Значення переміщення вздовж вектору дії сили, мм |
|---------------------|----------------------|--------------------------|--|
| ВОД | 1 | 410 | 0,65 |
| | 2 | 448 | 0,61 |
| ВВ | 1 | 451 | 0,61 |
| | 2 | 489 | 0,49 |
| ВС | 1 | 488 | 0,64 |
| | 2 | 511 | 0,51 |
| КР | 1 | 650 | 0,69 |
| | 2 | 558 | 0,50 |
| | 3 | 342 | 0,48 |
| Втулка | - | 282 | - |

Михтюк Є. О.

19

Варіант конструкції механізму №3

E: Static Structural

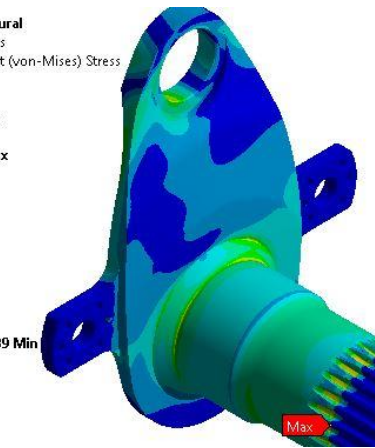
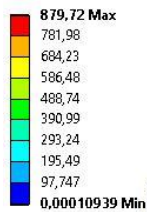
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

28.11.2018 15:32



Деталь «Вал середній»

L: Static Structural

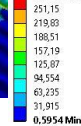
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

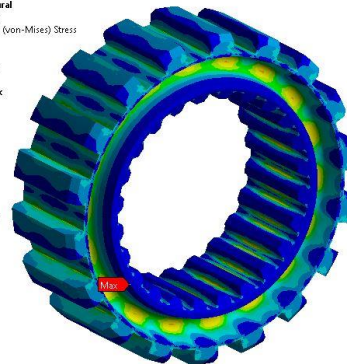
Unit: MPa

Time: 1

28.11.2018 11:29



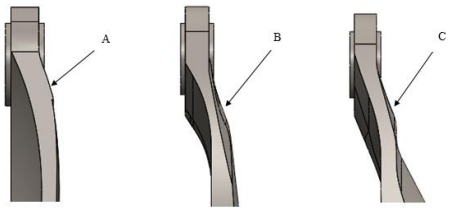
Деталь «Втулка»



Михтюк Є. О.

20

Конструювання та моделювання шатуна з врахуванням змін конструкції основ

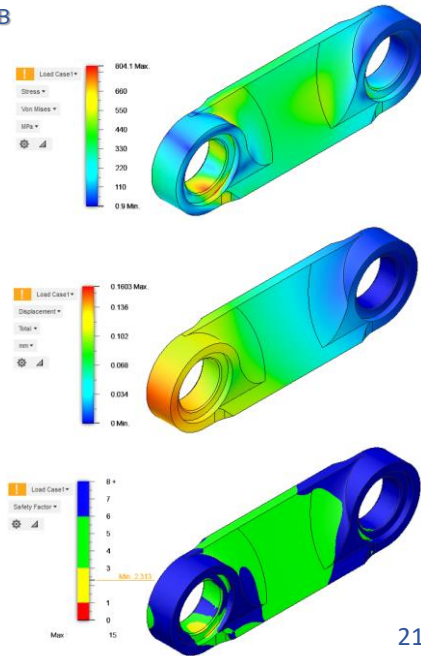


Поверхні які формують новий вихідний параметр



Конструкція шатуна

Сухарев А. О.



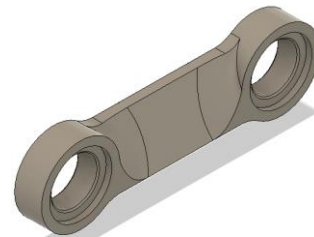
21

Зменшення ваги шатуна за допомогою топологічної оптимізації в Fusion 360

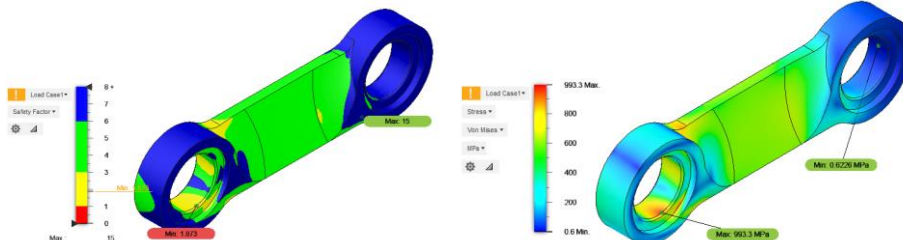


Згенерована сітка

| №2 | Зменшення маси, % | Фактична вага шатуна, г | Напруження, МПа | Переміщення, мм | Коефіцієнт запасу міцності |
|----|-------------------|-------------------------|-----------------|-----------------|----------------------------|
| 1 | 85,0 | 92.71 | 1164 | 0,205 | 1.60 |
| 2 | 80 | 87.89 | 1522 | 0,235 | 1,22 |
| 3 | 82,5 | 89.48 | 1274 | 0,224 | 1.46 |
| 4 | 83 | 90.59 | 993 | 0,216 | 1.87 |



Твердо тіла модель

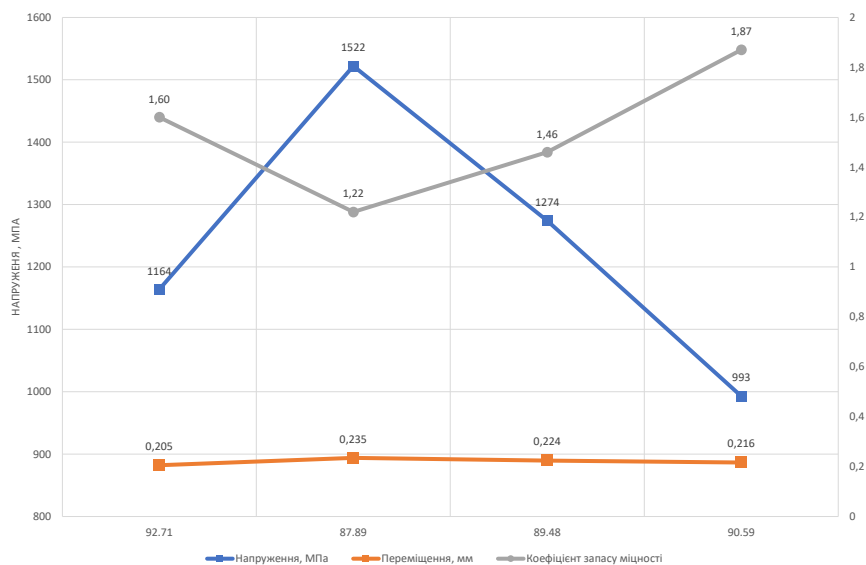


Сухарев А. О.

Епюри коефіцієнту запасу міцності та епюра напружень

22

Графік залежності максимальних напружень, переміщень, та коефіцієнту запасу міцності від форми та ваги шатуна



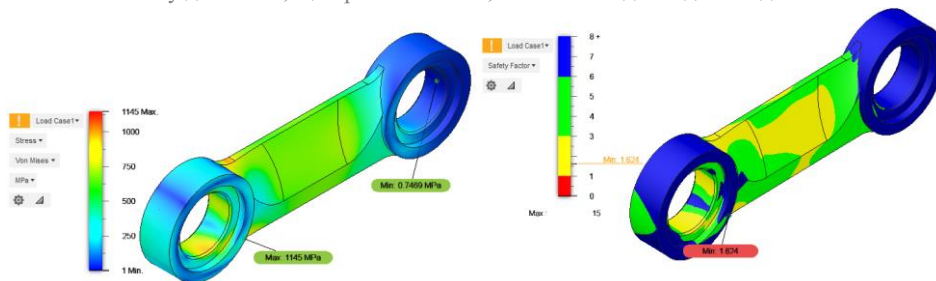
Сухарев А. О.

23

Допрацювання конструкції шатуна отриманого після топологічної оптимізації форми шатуна з врахуванням змін в конструкції основних деталей



Зменшено вагу до 86.18 г, що приблизно на 4,9% менше від вихідної моделі

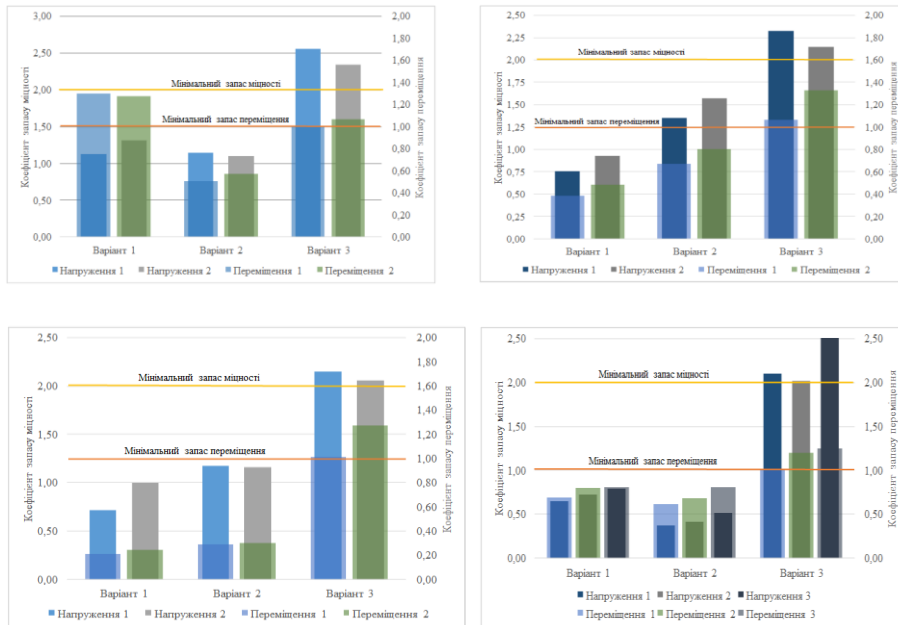


Епюри коефіцієнту запасу міцності та епюра напружень

Сухарев А. О.

24

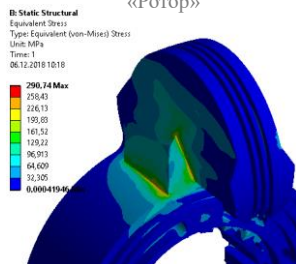
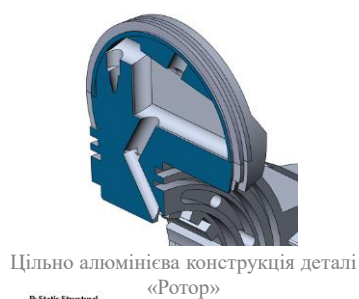
Результати змін конструкції



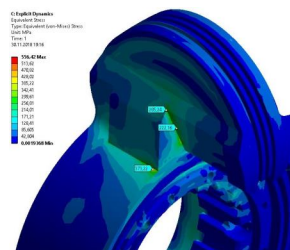
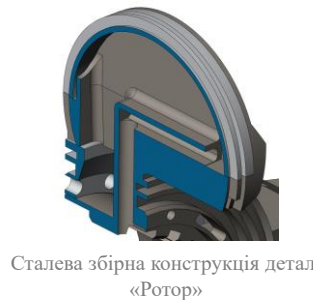
Михтюк Є. О.

25

Опис конструкцій деталей «Ротор»



Результат розрахунку

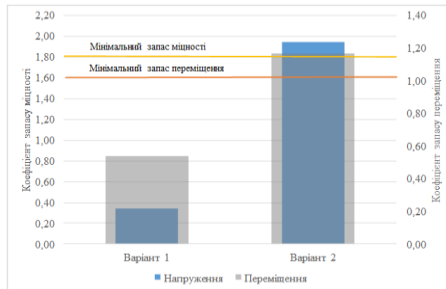


Результат розрахунку

Михтюк Є. О.

26

Підсумок конструкторських змін



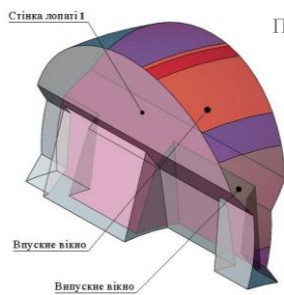
Гістограма зміни характеристик міцності та жорсткості



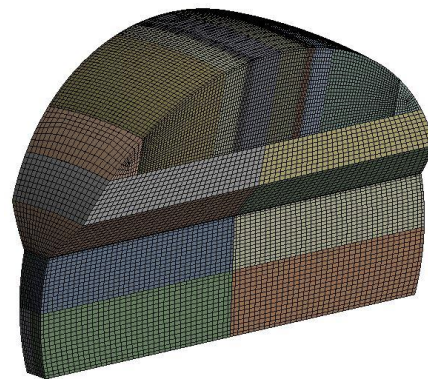
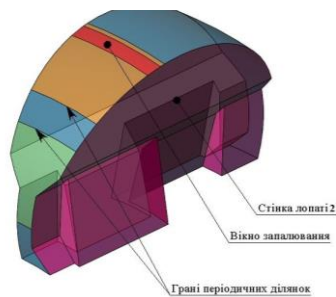
Михтюк Є. О.

27

Адаптація методики моделювання термодинамічних процесів ДВЗ



Позначення поверхонь для спрощення розрахунку

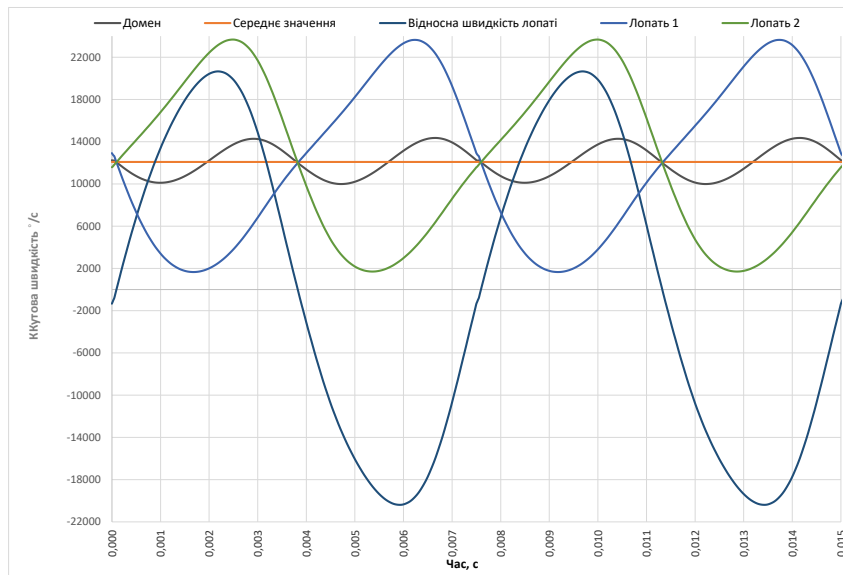


Кінцево-елементна сітка

Михтюк Є. О.

28

Адаптація методики моделювання термодинамічних процесів ДВЗ

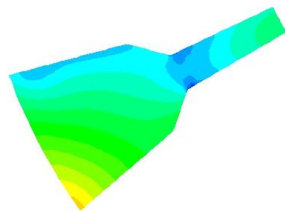


Залежність кутових швидкостей лопатей від часу

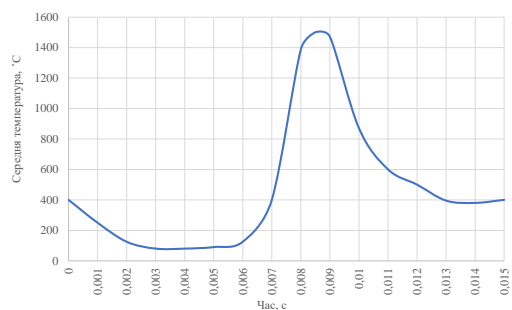
Михтюк Є. О.

29

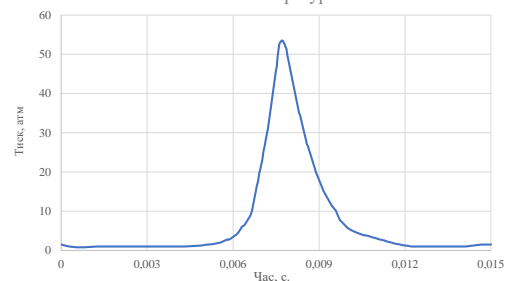
Результати моделювання термодинамічного процесу ДВЗ



Анімація температурних змін в камері згоряння



Залежність температури за часом

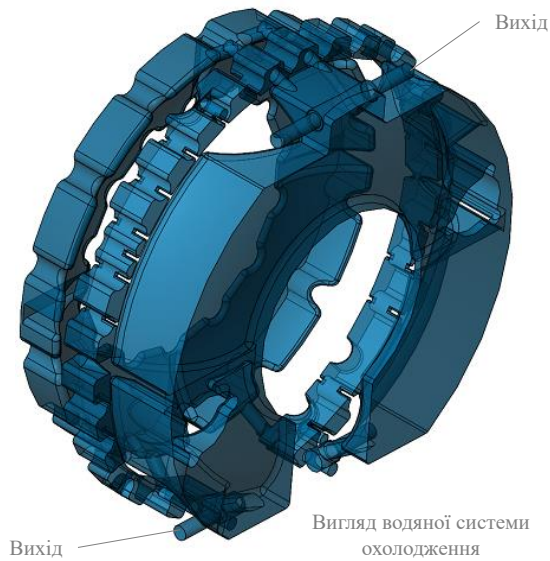


Залежність тиску за часом

Михтюк Є. О.

30

Система охолодження



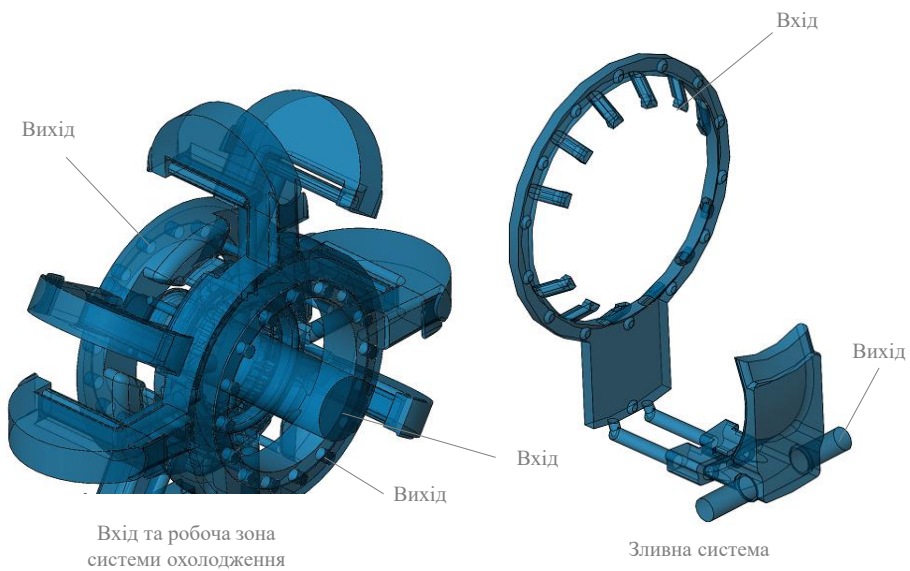
Гібридна схема

- Масляне охолодження
- Водяне охолодження

Михтюк Є. О.

31

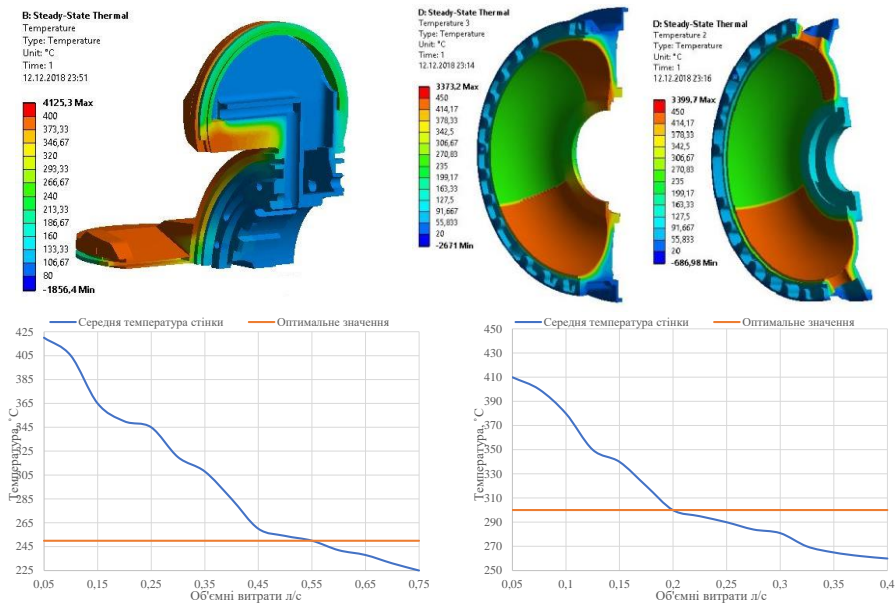
Масляна система охолодження



Михтюк Є. О.

32

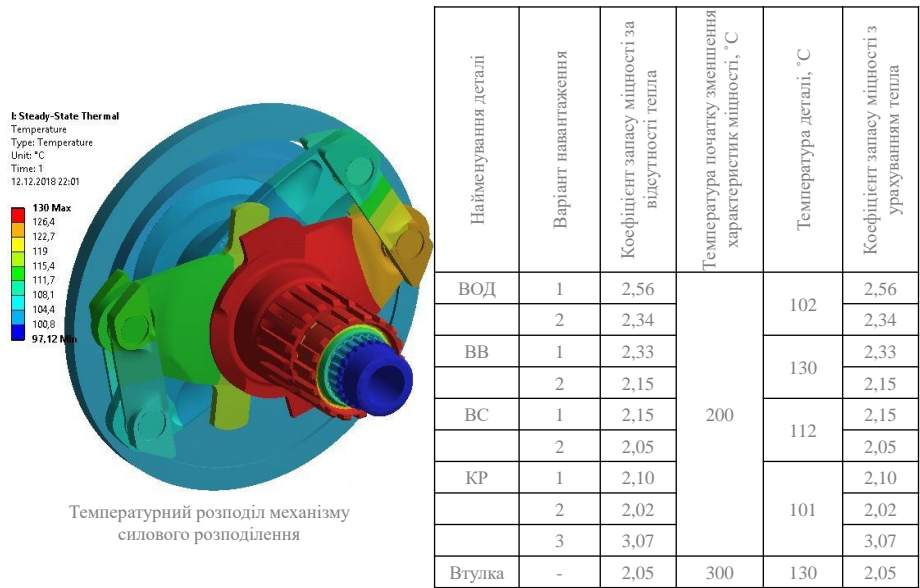
Результати моделювання термодинамічного процесу ДВЗ



Михтюк Є. О.

33

Результати моделювання термодинамічного процесу ДВЗ



Михтюк Є. О.

34

Виготовлення макетів варіантів шатунів за допомогою адитивної технології FDM



*Зображення 3D-принтеру
Makerbot Replicator+*



*Зображення всіх зразків
деталей надрукованих
на 3D-принтері*

Сухарев А. О.

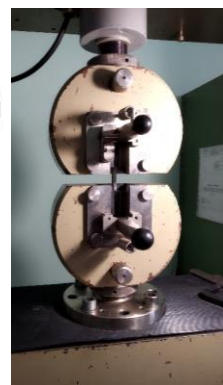
35

Випробовування на розтяг макетів шатунів

- Метою даного випробування є порівняння точок руйнування (концентраторів напруження) з розрахунками, які були отримані в процесі моделювання.



*Машина випробувальна
універсальна TIRA test
2300*

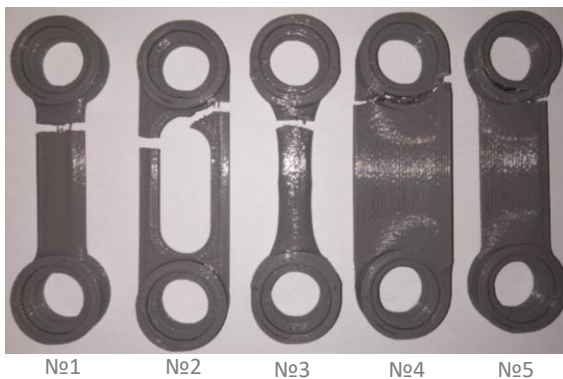


*Прийомлення
для закріплення
деталей*

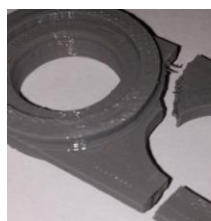
Сухарев А. О.

36

Результати руйнувань деталей на розривній машині



№1



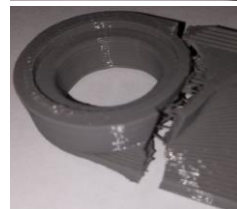
№2



№3



№5



№4

Сухарев А. О.

37

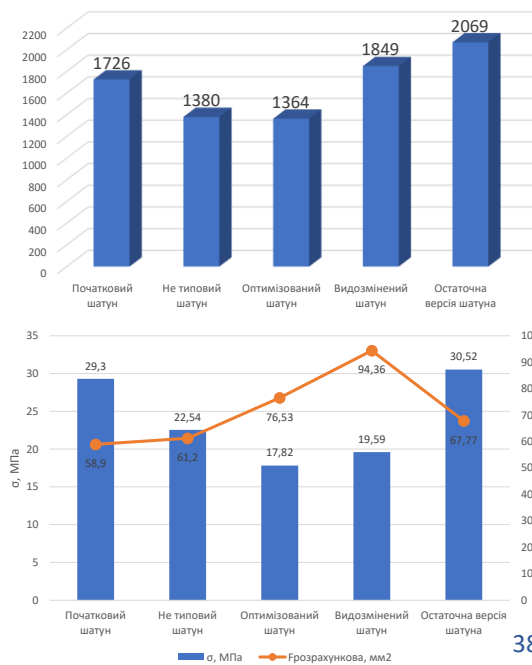
Графіки результатів випробувань та вибір остаточного варіанту шатуна двигуна



Макет шатуна який має максимальне навантаження руйнування

Сухарев А. О.

Навантаження руйнування



38

Виготовлення макету



Проміжний варіант силового механізму для відпрацювання технологій та конструктивних особливостей



Остаточний варіант шатуна який був виготовлений на фрезерному верстаті з ЧПК

Сухарев А. О.

39

Опис ідеї стартапу

| Зміст ідеї | Напрямки застосування | Вигоди для користувача |
|---|---|---|
| Розробка роторно-лопатєвого двигуна та інтеграція генераторної схеми застосування | 1. Авіаційний двигун | Високий показник питомої потужності, менша кількість деталей, компактність |
| | 2. Гібридна генераторна установка (авіація) | Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї, компактність, менша кількість деталей |
| | 3. Гібридна генераторна установка (автомобілебудування) | Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї |
| | 4. Генераторні установки стаціонарного типу | Економічність, альтернативні види палива |

40

Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

| № п/п | Техніко економічні характеристики ідеї | Потенційні конкуренти | | | | W (слабкі сторони) | N (нейтральні сторони) | S (сильні сторони) |
|-------|--|-----------------------|------------------|------------------|---------|--------------------|------------------------|--------------------|
| | | Rotary Motors | Rotax 915 IS/ISC | The Higgs Diesel | ДжиаР | | | |
| 1 | Вага, кг | 40 | 84 | 47 | 95 | | | + |
| 2 | Потужність, к.с. | 150 | 135 | 120 | 140 | | | + |
| 3 | Габарити, мм | 400x500 | 400x550 | 520x600 | 650x900 | | | + |
| 4 | Максимальні оберти, хв ⁻¹ | 6500 | 5800 | 5000 | 6000 | | + | |
| 5 | Витрати палива г/кВт год | 300 | 310 | 400 | 380 | | + | |
| 6 | Питома потужність, к.с/кг | 3,75 | 1,6 | 2,55 | 1,47 | | | + |
| 7 | Кількість деталей ,шт | | | | | | | + |
| 8 | Об'єм ,л | 1,4 | 1,35 | 1,5 | 1,4 | | + | |
| 9 | Кількість робочих об'ємів ,шт. | 8 | 4 | 4 | 4 | | | + |
| 10 | Ресурс ,год | 2000 | 2000 | 1600 | 1500 | | + | |
| 11 | Ціна,\$ | 700 | 1500 | 1350 | 1400 | | | + |

41

Характеристики ринку та потенційних покупців, та фактори загроз

Попередня характеристика потенційного ринку startup-проекту

Характеристика потенційних клієнтів startup -проекту

| № п/п | Показники стану ринку (найменування) | Характеристика | № п/п | Потреба, що формує ринок | Цільова аудиторія | Відмінність у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів | Вимоги споживачів до товару | |
|----------------|---|---|--|--------------------------|---|---|--|-----|
| 1 | Кількість головних гравців | 8 | 1 | Компактність | Виробники приватних гвинтових літаків | Насторожливість з приводу новизни продукту, | Надійність, економічність. Швидке реагування на виникаючі загрози. | |
| 2 | Загальний обсяг продаж грн/ум. од. | 605 | | | | | | |
| 3 | Динаміка ринку | Зростає | | | | | | |
| 4 | Наявність обмежень для входу | | | | | | | |
| 5 | Специфічні вимоги до стандартизації та специфікації | Авіаційне правило 17, Екологічна сертифікація ДВЗ | 2 | Висока питома потужність | Виробники приватних гвинтових літаків, безпілотні розвідувальні апарати, автомобілі. Підприємства модернізації транспортних засобів | Надійність та стабільність роботи | -/- | |
| 6 | Середня норма рентабельності в галузі, % | 7,4-11,6 | | | | | | |
| Фактори загроз | | | | | | | | |
| № п/п | Фактор | Зміст загрози | Можлива реакція компанії | 3 | Економічність | -/- | Пошуки вигідного продукту | -/- |
| 1 | Пошуки інвестицій | Насторожливість інвесторів з приводу новизни типу двигуна | Точне висвітлення ризиків та способів їх усунення | 4 | Альтернативність палива | Безпілотні літаючі апарати, підприємства-користувачі генераторів | Норми екологічності | -/- |
| 2 | Впровадження серійного виробництва | Складнощі у відношенні час/вартість | Співпраця з підприємствами, які надають послуги виготовлення | | | | | |
| 3 | Бюрократія | Проходження стандартизації та сертифікації виробу | Передбачення та усунення усіх можливих негаразд | | | | | |
| 4 | Плагіат | Копіювання та швидке виготовлення продукту в східній частині континенту | Судові розбірки та накладення санкцій, на підставі патентів, ноу хау, ліцензій | | | | | |

42

| № п/п | Фактор | Зміст можливості | Можлива реакція компанії | Особливості конкурентного середовища | В чому проявляється дана характеристика | Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною) |
|-------|---|---|---|---|--|--|
| 1 | Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті | Модернізація автомобіля чи літака з використанням розробки | Співпраця із зацікавленими компаніями | 1. Тип конкуренції: Чиста | Можливість захвату ринку за рахунок нового типу двигуна | Оперування аргументами новітності розробки та можливості просування в сторону покращення продукту. |
| 2 | Створення власної лабораторії | Власне дослідження та обробка експериментальних даних | Оптимізація конструкції та режимів роботи нових моделей | | | Швидке захоплення ринку на національному рівні, можливість заявити про себе. |
| 3 | Залучення науково-дослідних інститутів | Дослідження та обробка експериментальних даних для оптимізації режимів роботи та безпеки. Тестування новітніх методів та технологій | Участь у наукових конференціях, та виставках отримання нового партнерства Патентування новітніх розробок. | 2. За рівнем конкурентної боротьби: Міжнаціональний | Конкуренти в різних країнах світу | Можливість вибору найсприятливішого розвитку подій |
| | | | | 3. За галузевою ознакою: Міжгалузева | Використання виробу в різних галузях: автомобілебудування, авіабудування | Використання позитивних якостей продукту у вигляді приманки для споживачів |
| | | | | 4. Конкуренція за видами товарів: Товаро-родова | Можливість задоволення різних потреб споживачів | Висвітлити свої переваги |
| | | | | 5. За характером конкурентних переваг: Нецінова | Кращі техніко-економічні показники | |

43

Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту «Роторно лопатевий двигун»

| № п/п | Фактор конкурентоспроможності | Бали (1-20) | Рейтинг товару «Rotax» | | | | | | |
|-------|-------------------------------|-------------|------------------------|----|----|---|----|----|----|
| | | | -3 | -2 | -1 | 0 | +1 | +2 | +3 |
| 1 | Компактність | 5 | | | + | | | | |
| 2 | Висока питома потужність | 18 | + | | | | | | |
| 3 | Економічність | 9 | | | | + | | | |
| 4 | Альтернативність палива | 19 | + | | | | | | |

SWOT- аналіз startup -проекту

| | |
|---|--|
| Сильні сторони: Компактність, висока питома потужність, економічність, альтернативність палива | Слабкі сторони: Тепловідвід, Застосування дорогих важкооброблюваних матеріалів |
| Можливості: Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті, створення власної лабораторії, залучення науково-дослідних інститутів | Загрози: Пошуки інвестицій, Впровадження серійного виробництва, Бюрократія, Плагіат |

44

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Михтюк Є.О.

1. Визначено переваги роторно-лопатевого двигуна над двигунами інших конструкцій
2. Проведено моделювання динаміки руху силового механізму.
3. Обрано підшипникові опори
4. Обрано конструкцію силового механізму з врахуванням характеристик міцності
5. Адаптовано методику моделювання термодинамічного процесу ДВЗ з урахуванням конструктивних особливостей даного двигуна.
6. Обрано конструкцію деталі «Ротор»
7. Визначено режими охолодження двигуна з урахуванням забезпечення необхідних характеристик термопружного стану
8. Визначено головного конкурента на внутрішньому та зовнішньому ринках. Розроблено стратегію розвитку та виявлено ринок збуту.

Сухарєв А.О.

1. Розглянуто п'ять варіантів конструкцій шатунів. Проведені розрахунки міцності початкової версії шатуна та не типового варіанту шатуна були обрані геометричні параметри, які забезпечують необхідні параметри міцності та мають найменшу вагу
2. Комбінуючи класичні методи конструювання та прогресивні та новітні методи такі як «топологічна оптимізація» можна досягти високих результатів в розробці конструкцій деталей, для зменшення матеріалоемності без суттєвих втрат в міцності деталей, що в сучасному двигунобудуванні є перспективною сферою розвитку.
3. Роздруковані на 3D-принтері макети варіантів шатунів та проведені попередні випробування на міцність на розрив з порівнянням результатів, які отримані аналітичним шляхом.
4. Виконано макет деталі з з використанням технології оброблення на верстаті з ЧПК

45



46

ДОДАТОК А Результати моделювання динаміки руху

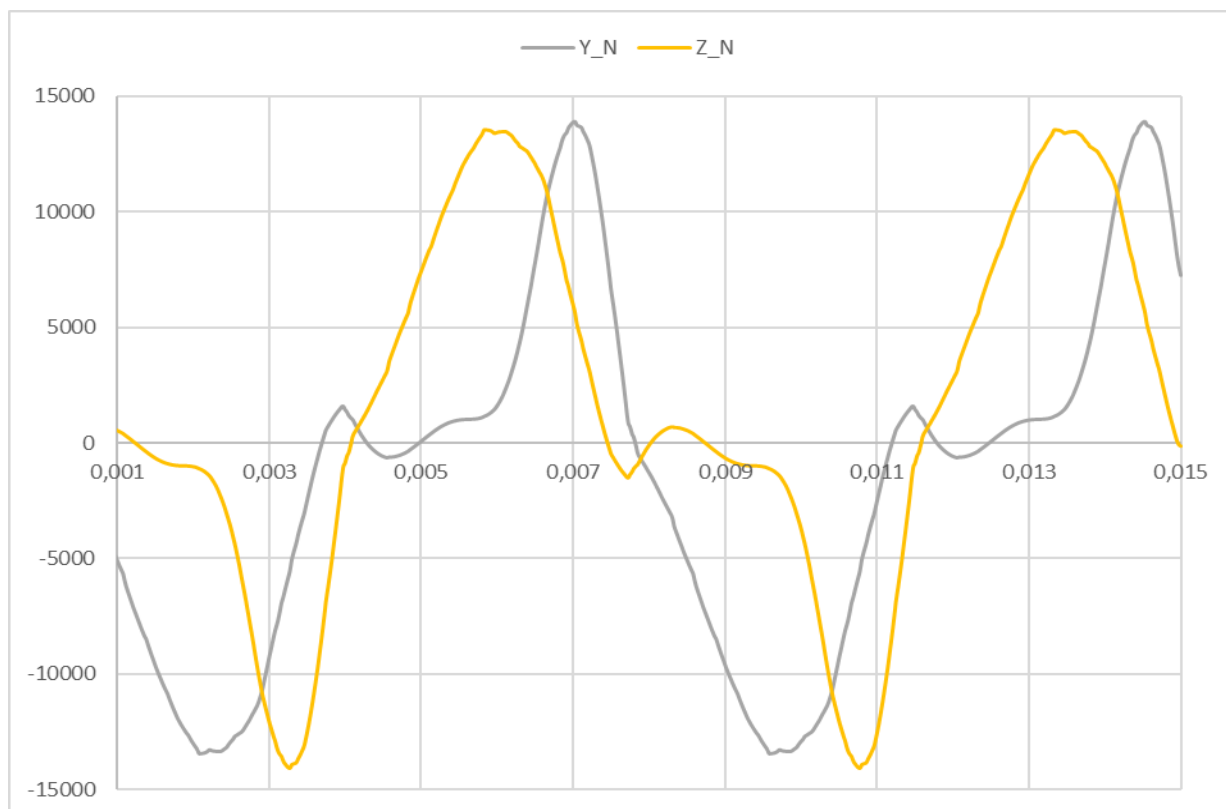


Рисунок А.1 – Складові сил деталі «Водило»

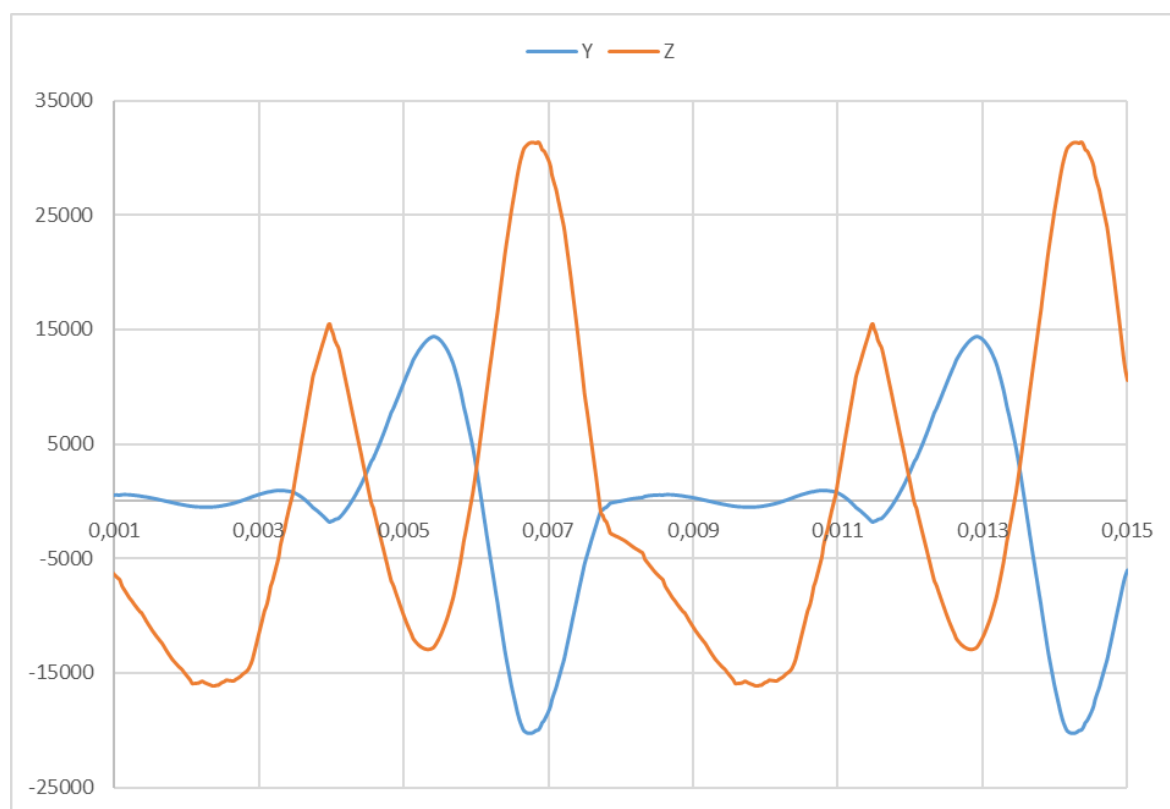


Рисунок А.2 – Складові сил деталі «Вал середній»

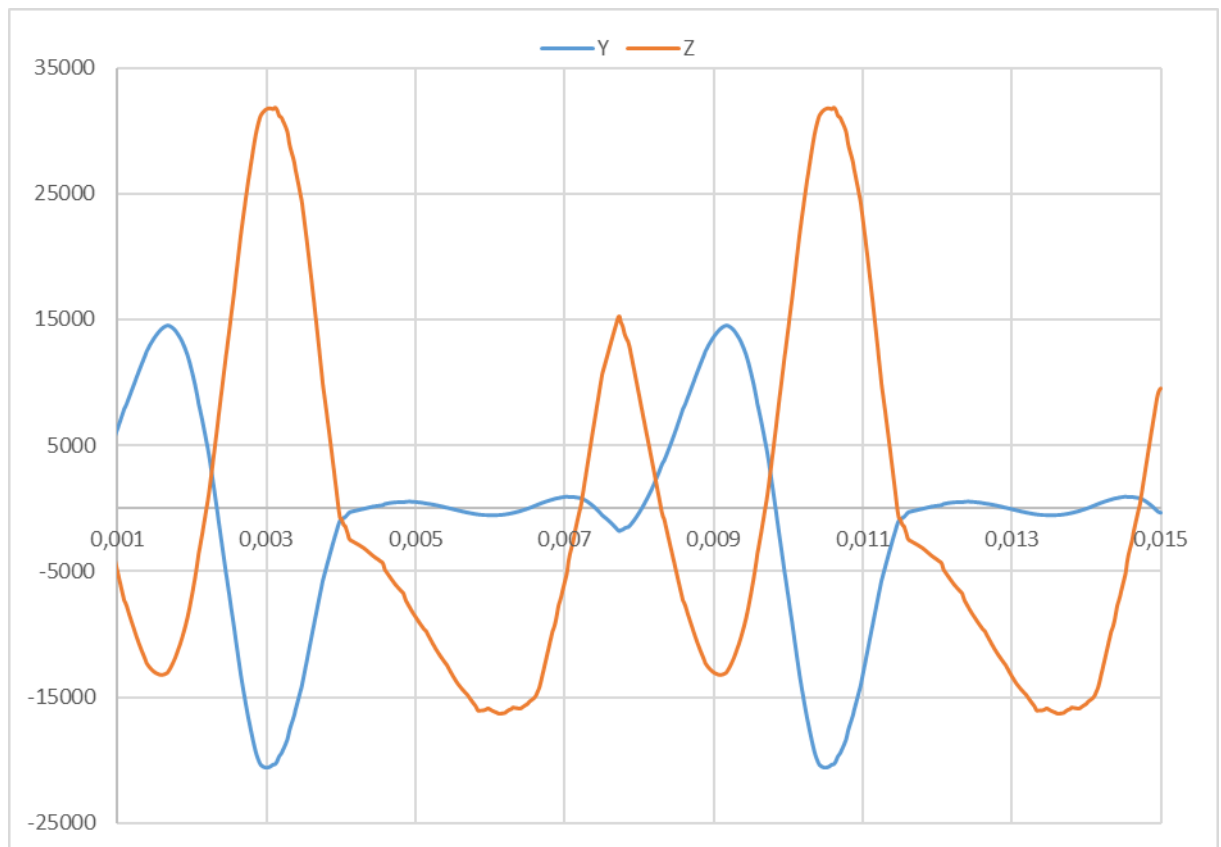


Рисунок А.3 – Складові сил деталі «Вал зовнішній»

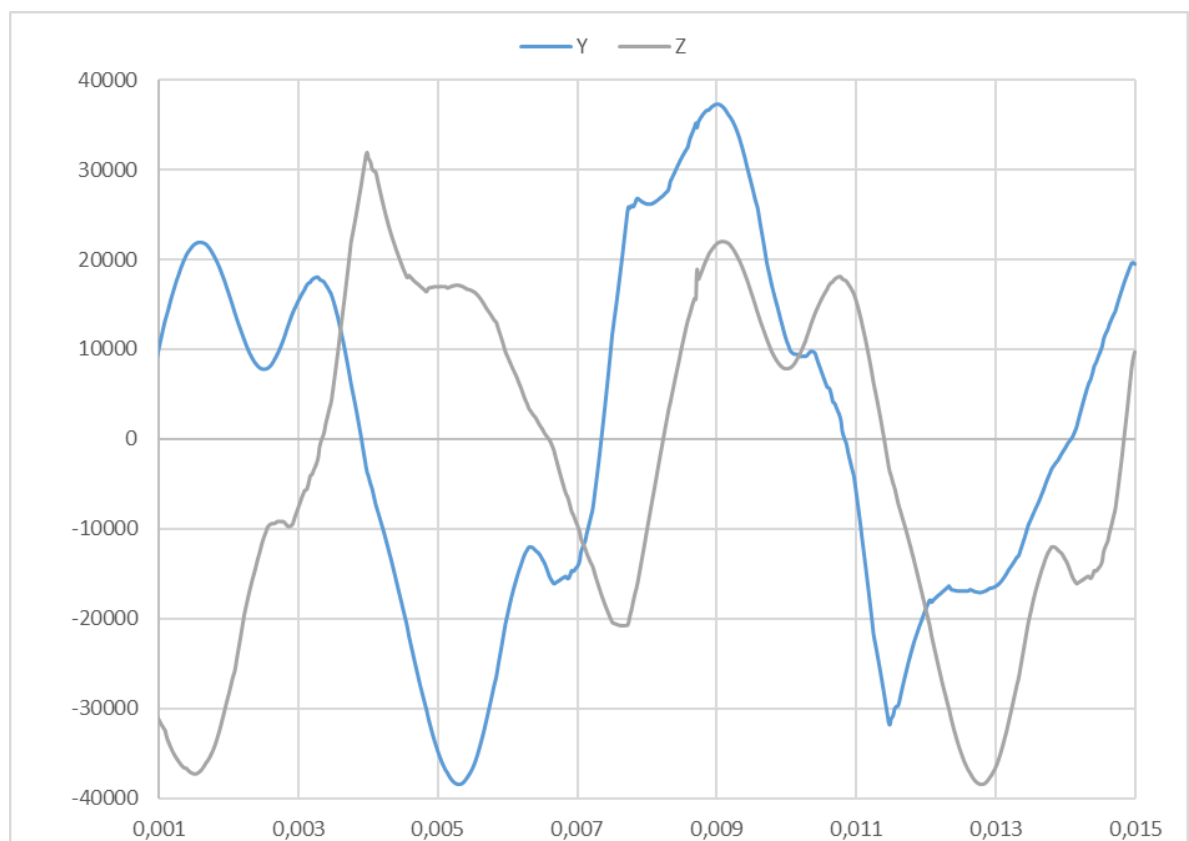


Рисунок А.4 – Складові реакції в опорі підшипника Стінка 1

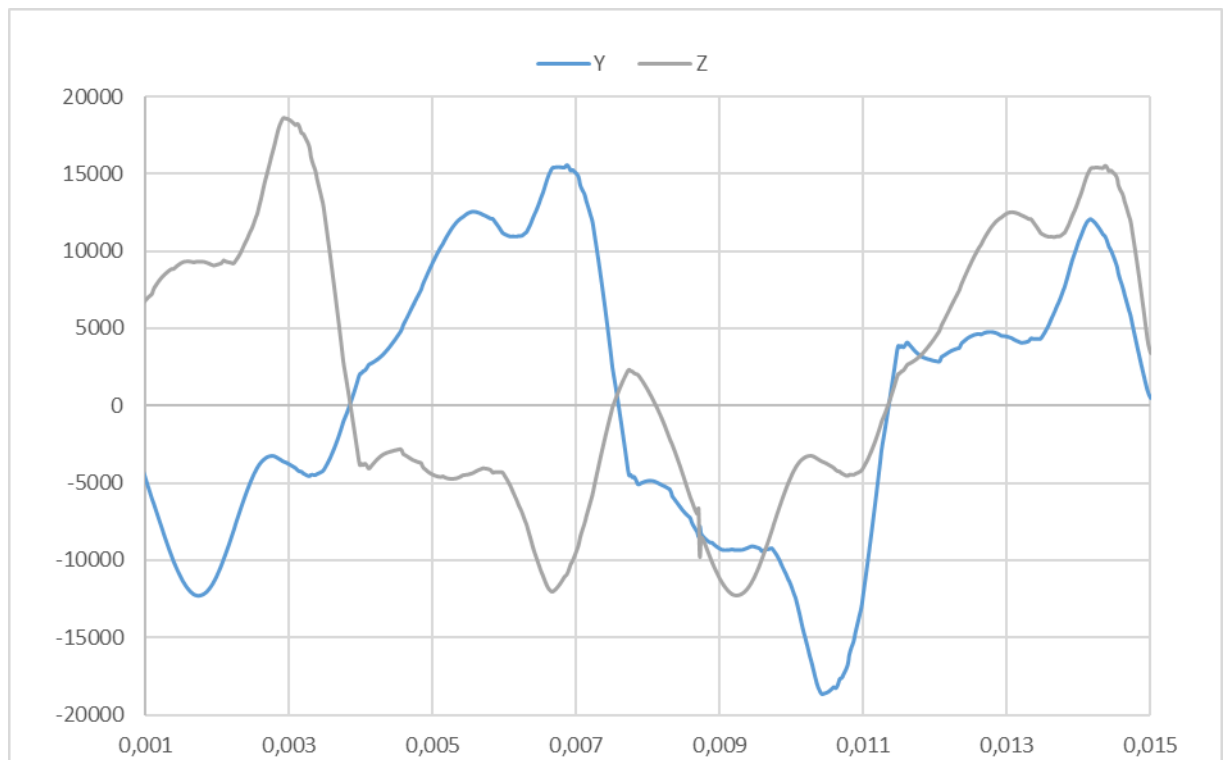


Рисунок А.5 – Складові реакції в опорі підшипника деталі Стінка 2

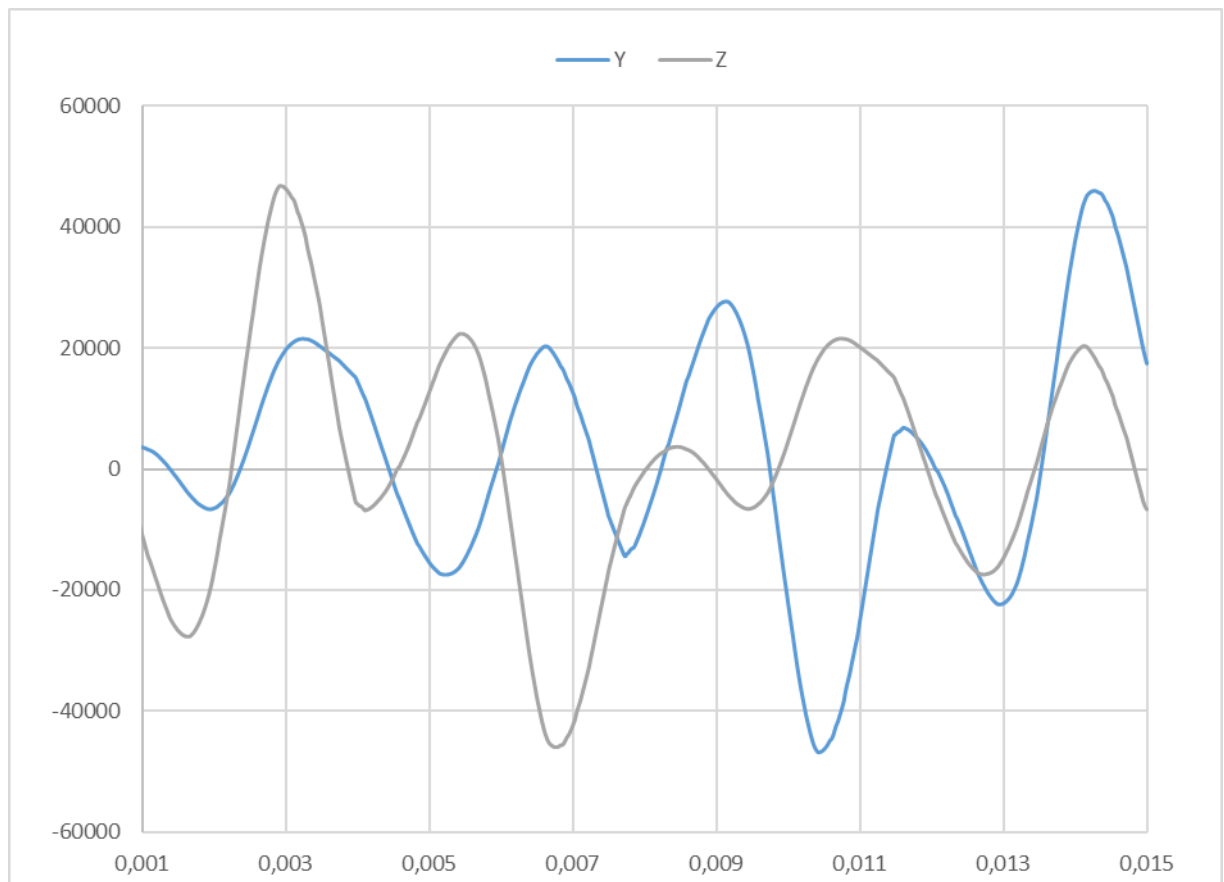
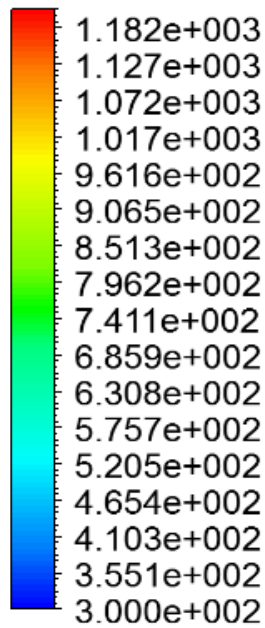


Рисунок А.6 – Складові реакції в опорі корінного підшипника вихідного валу

ДОДАТОК В Результати моделювання термодинамічного процесу

Temperature
Contour 1



[K]

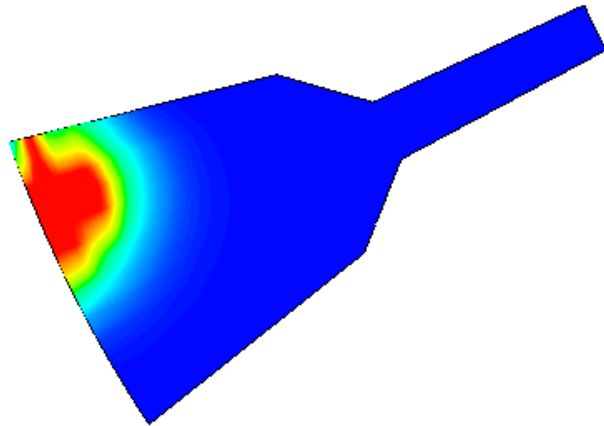
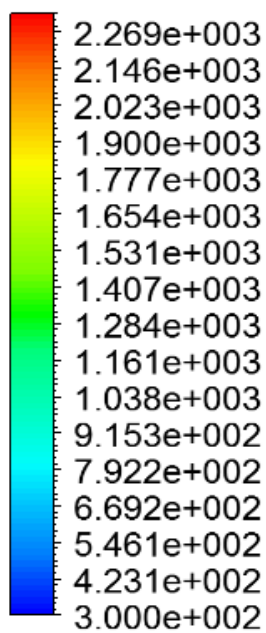


Рисунок В.1 – Температурні поля камери згоряння $t = 0.075$ с.

Temperature
Contour 1



[K]

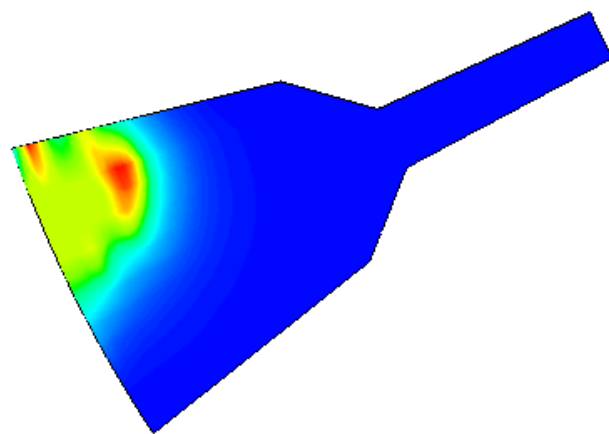
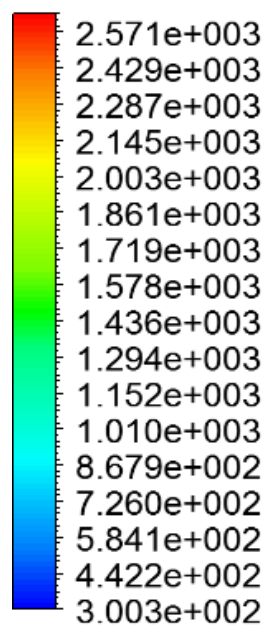


Рисунок В.2 – Температурні поля камери згоряння $t = 0.0755$ с.

Temperature
Contour 1



[K]

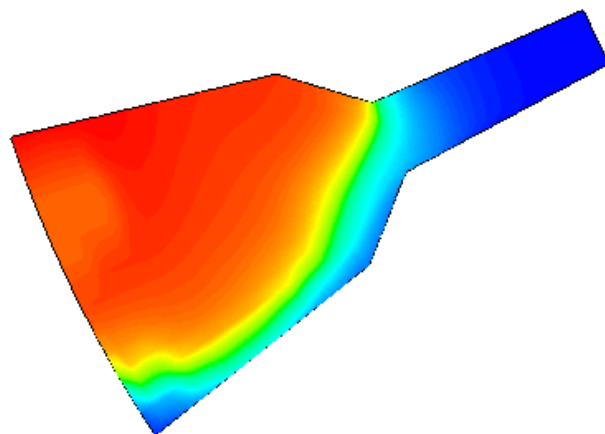
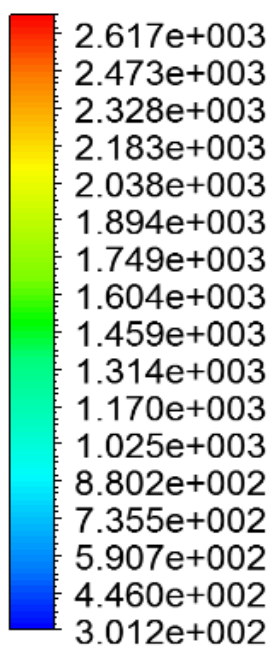


Рисунок В.3 – Температурні поля камери згоряння $t = 0.0775$ с.

Temperature
Contour 1



[K]

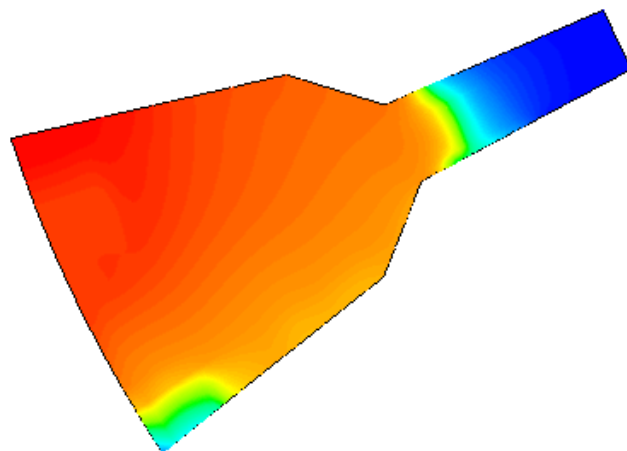


Рисунок В.4 – Температурні поля камери згоряння $t = 0.078$ с.

